

Машины и Установки

проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2025. № 3. С. 1 – 10

DOI:

Представлена в редакцию: 11.09.2025

Принята к публикации: 01.10.2025

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 621.86

Совершенствование тензометрической оси для ограничителей грузоподъемности

Рошин В. А.¹

Назаров А. Н.^{2*}

***alexnazavr@yandex.ru**

¹ООО «Инженерно-технический центр
«КРОС» (Московская обл., Россия)

²МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

В статье представлено усовершенствование конструкции тензометрической оси для ограничителей грузоподъемности. Анализируется серийный датчик с расположением тензорезисторов на цилиндрической поверхности сквозного отверстия, что вызывает их предварительную деформацию и снижает чувствительность. Предложена новая конструкция с размещением тензорезисторов на плоской стенке между двумя глухими отверстиями.

Методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS проведен расчет напряженно-деформированного состояния, подтвердивший возможность значительного увеличения рабочих напряжений и, как следствие, чувствительности датчика за счет изменения толщины плоской стенки без ущерба для общей прочности оси.

Изготовлен опытный образец, проведены натурные испытания. Результаты эксперимента показали, что новая конструкция обеспечивает чувствительность в 4,3 раза выше, чем у серийного образца. Это позволяет значительно повысить точность измерений и безопасность эксплуатации грузоподъемных машин.

Ключевые слова: тензометрическая ось, ограничитель грузоподъемности, тензорезистор, чувствительность, повторяемость, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

Введение

ООО «ИТЦ «КРОС» выпускает широкую линейку многофункциональных приборов безопасности серии «ОГШ», применяемых в качестве ограничителей грузоподъемности и регистраторов параметров на грузоподъемных машинах различного типа. С целью повышения эксплуатационных характеристик и защищённости ГПМ данные приборы постоянно совершенствуются.

В связи с тем, что показания данных приборов могут значительно отличаться от реальных нагрузок [1-3] и, следовательно, приводить к неправильному расчёту остаточного

ресурса механизмов, одним из направлений совершенствования приборов является повышение точности определения нагрузок. Наиболее существенным составным элементом прибора, определяющим точность показаний, является датчик, поскольку он является источником первичной информации.

Качество первичной информации является общим вопросом для всех отечественных производителей приборов безопасности, что показано в статьях [4-6]. Согласно требованиям¹ допустимая ошибка регистрации параметров составляет 3%, на что, кроме характеристик непосредственно датчика влияют динамические нагрузки, алгоритмы обработки [7-9], отклонения при установке. Поэтому наряду с разработкой наиболее совершенных алгоритмов ставится задача отыскания конструктивных схем датчиков, позволяющих получать первичную информацию достаточного качества.

Около 40% выпускаемых ЗАО «ИТЦ «КРОС» датчиков нагрузки относятся к классу тензоосей, так как данный тип датчиков обладает существенными преимуществами: технологичностью конструкции, меньшими габаритными размерами узлов встройки. Тензооси состоят из упругого элемента, деформация которого прямо пропорциональна приложенной нагрузке, и чувствительных элементов (тензорезисторов), сопротивление изменяется в зависимости от деформации, что даёт возможность определить приложенную к датчику нагрузку. В связи с отличием напряжённо-деформированного состояния на различных участках упругого элемента место наклейки тензорезисторов может существенно влиять на качество его показаний [10-12].

Целью работы является определение параметров тензометрической оси, превосходящей существующие серийные образцы по чувствительности и повторяемости.

Материалы и методы

Качество показаний тензометрического датчика определяется его чувствительностью и повторяемостью². В серийно-выпускаемых тензоосях ООО «ИТЦ «КРОС» тензорезисторы наклеиваются на цилиндрическую поверхность сквозного отверстия, что приводит к их предварительной деформации и снижению чувствительности датчика.

В целях повышения чувствительности путем устранения предварительной деформации тензорезистора была предложена конструкция тензооси с наклейкой тензорезисторов на плоскую стенку между двумя цилиндрическими глухими отверстиями. Серийно выпускаемая и предложенная конструкции тензооси с указанными местами наклейки тензорезисторов представлены на рис. 1.

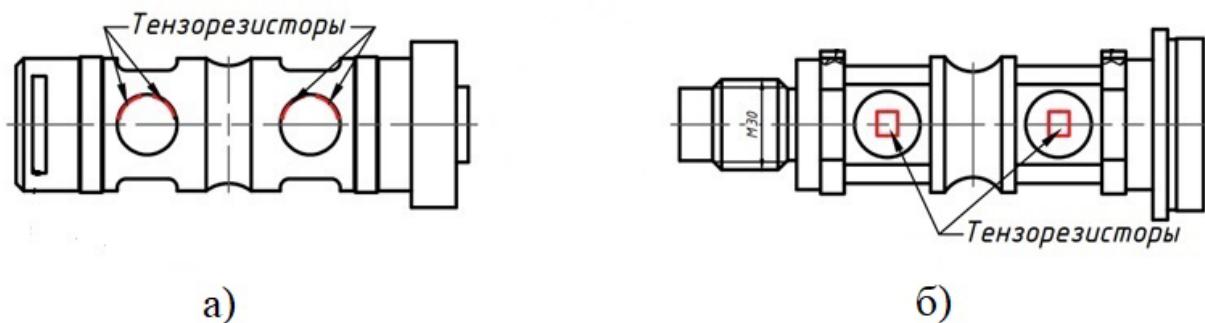


Рис. 1. а) Серийно выпускаемая конструкция; б) Предложенная конструкция

¹ ГОСТ 33713 - 2015. Краны грузоподъемные. Регистраторы параметров работы. Общие требования.

² ГОСТ ОIML R-76-1-2011. Весы неавтоматического действия. Часть 1. Метрологические и технические требования. Испытания

Расчет, проведенный методом конечных элементов программного комплекса ANSYS показал, что значения напряжений в местах наклейки на конструкции с плоской стенкой в зависимости от её толщины могут значительно превышать напряжения на цилиндрической поверхности отверстия [13]. При этом толщину плоской стенки можно изменять в широком диапазоне, добиваясь необходимой чувствительности датчика.

Задача соблюдения баланса между противоречащими требованиями получения наибольшей чувствительности датчика и обеспечения прочности на уровне остальных элементов силовой цепи является ключевой при разработке тензометрических датчиков. Повышение прочности ведет к снижению деформаций и, как следствие, его чувствительности. Предложенная конструкция позволяет разделить выполнение данных требований между различными частями одного датчика, что позволяет одновременно добиться требуемого уровня напряжений в области наклейки тензорезисторов (на плоской стенке) и высокой прочности оси – коэффициент запаса равен 2,5 (так как большая часть силового потока воспринимается цилиндрическими элементами оси).

Пример расчета напряженно деформированного состояния методом конечных элементов в области наклейки тензорезисторов приведен на рис. 2.

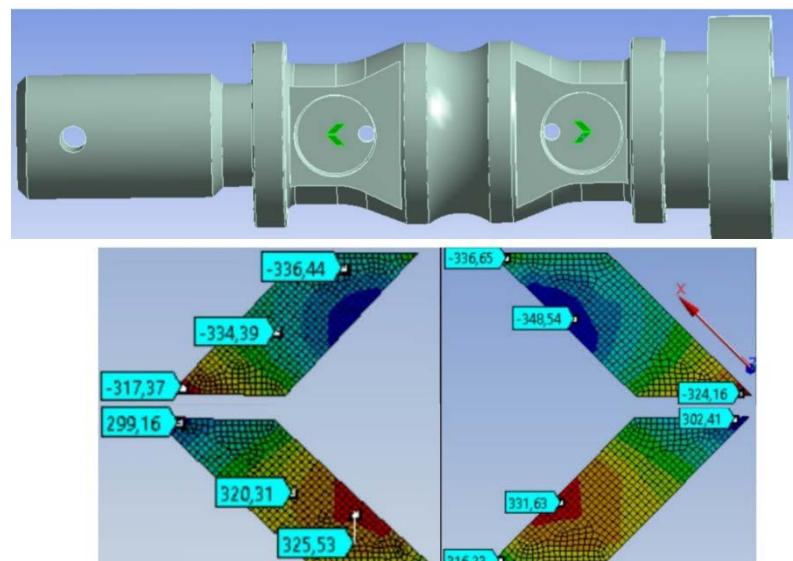


Рис. 2. Модель разрабатываемой тензооси в программном комплексе ANSYS и напряженно-деформированное состояние о области наклейки тензорезисторов

На основе проведенных расчетов был изготовлен опытный образец тензооси (рис. 3) с наклейкой тензорезисторов на плоскую стенку.



Рис. 3. Опытный образец разрабатываемой тензооси

Для проверки эксплуатационных характеристик разрабатываемой тензооси и сравнения её с серийно выпускаемыми образцами был проведен натурный эксперимент. Груз массой 2 т поднимали мостовым краном через крюковую скобу с установленной в неё тензоосью. Запись показаний обоих датчиков проводилась с помощью специальной платы сбора данных с частотой опроса 250 Гц и разрешением АЦП 16 бит. Полученные данные передавались на персональный компьютер, где производилась обработка первичной информации (рис. 4).

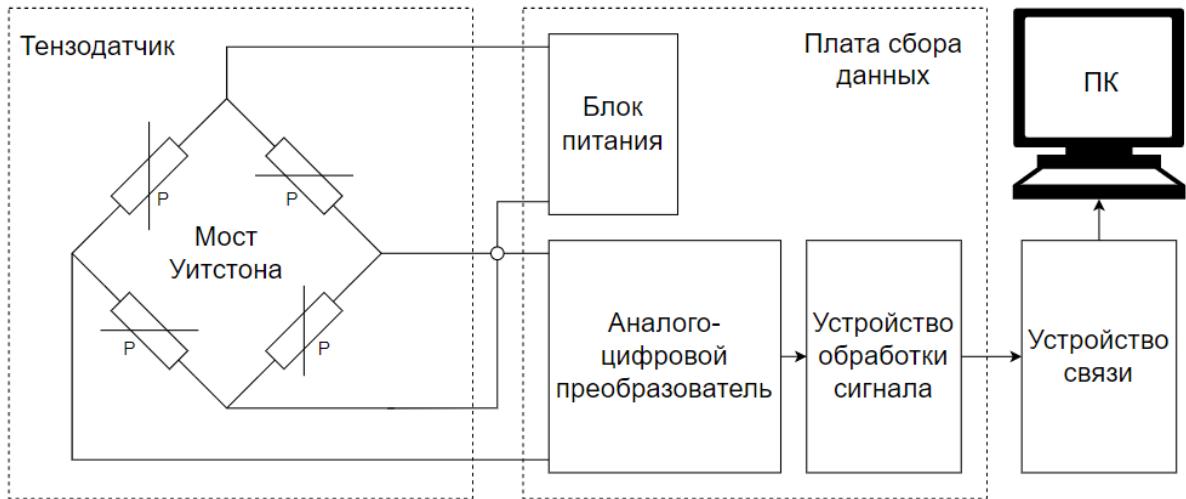


Рис. 4. Схема системы сбора и обработки данных усилия в механизме подъема

За измеренное значение массы груза принималось количество кодов АЦП, полученное непосредственным осреднением показаний, снятых в течении 6,8 секунды (определяется размером буфера платы сбора данных) после успокоения динамических колебаний (1 минута после отключения привода механизма подъема крана) [14]. Для оценки повторяемости измерение повторялись 10 раз.

Результаты

Результаты эксперимента представлены на рис. 5.

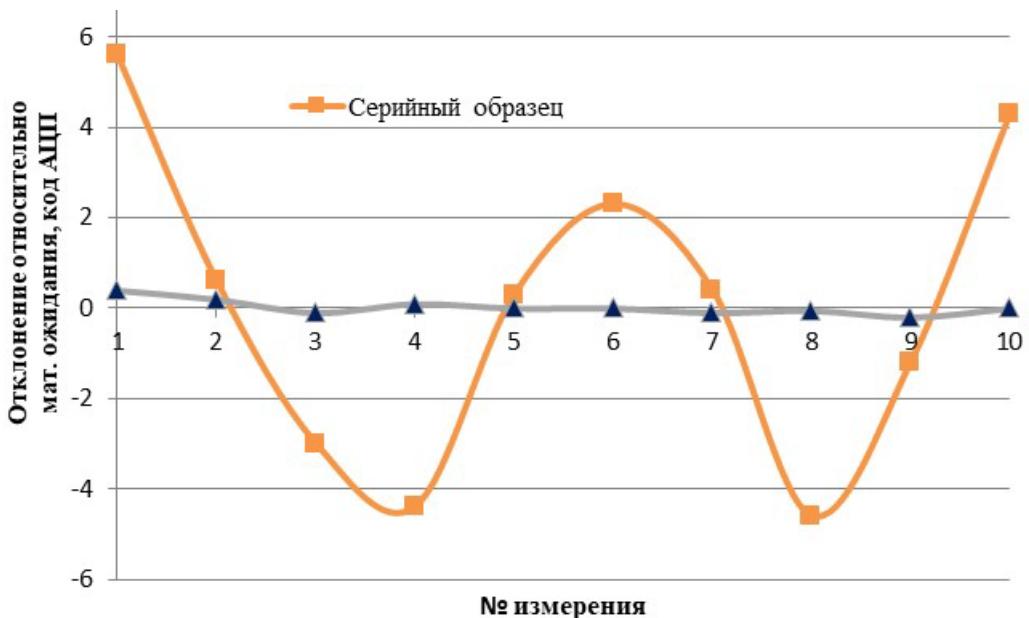


Рис. 5. Повторяемость показаний исследуемых тензоосей при нагрузке 2 т

Разброс показаний серийно-выпускаемого датчика относительно среднего значения составил 10,1 кодов АЦП, а вновь разработанного – 0,5. При этом чувствительность датчика составила 1550 и 820 кодов АЦП соответственно.

Так как повторяемость в отличие от чувствительности не зависит от места наклейки, непосредственное сравнение полученных сигналов не позволяет корректно сравнить особенности конструкции. Для выявления датчика с более качественным сигналом была произведена корректировка чувствительности серийного образца таким образом, чтобы повторяемость показаний стала такой же, как у опытного.

Скорректированная чувствительность датчика составила 190 кодов АЦП при нагрузке 2 тонны (при новой конструкции 820 кодов АЦП). Приведенная чувствительность датчиков представлена на рис. 6.

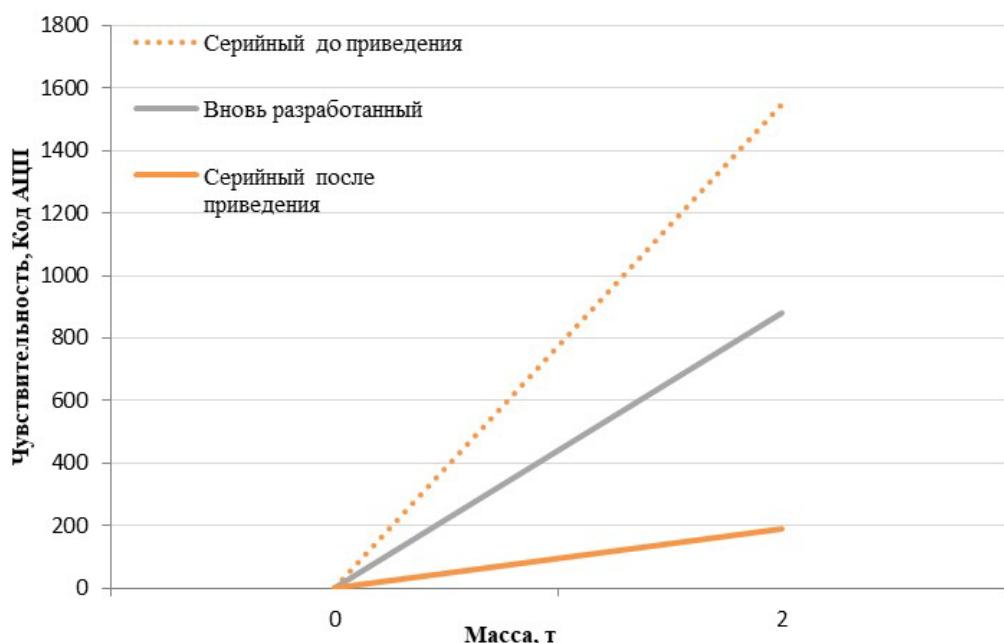


Рис. 6. Приведенная чувствительность датчиков

Заключение

Таким образом, экспериментально подтверждено, что усовершенствованная конструкция тензооси, изготовленной из условия равнопрочности серийному образцу, при обеспечении одинаковой повторяемости показаний обеспечивает чувствительность в 4,3 раза выше.

Такой результат получен вследствие решения использовать в конструкции вертикальную стенку в качестве ослабленного места для наклейки тензорезисторов, что позволило без ущерба для общей прочности оси локально повысить напряжения в зоне измерения.

Основным конструктивным параметром является толщина стенки, которая ограничена технологическими возможностями производства и пределом текучести материала (при малой толщине напряжения превысят предел текучести, что повлечет возникновение постоянной составляющей ошибки измерения, обусловленной пластической деформацией материала стенки).

В комплексе с совершенствованием алгоритмов [15-17] обработки данных регистратором параметров применение данной конструкции датчика способно повысить точность расчета эксплуатационных показателей крана и механизма подъема. При этом технический и экономический эффект будет проявляться в снижении простоев, повышении точности планирования и качества проведения технических обслуживаний и ремонтов грузоподъемных кранов [18, 19].

Благодарности

Авторы статьи выражают свою благодарность сотрудникам кафедры «Подъёмно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана и коллективу ООО «ИТЦ «КРОС» за их помощь, рекомендации, ценные замечания и критику.

Список литературы

1. Иванов С.Д., Бром А.Е., Шакаров К.К. Использование регистраторов параметров при эксплуатации мостовых кранов // Механизация строительства. 2016. – №6. – С. 15-21.
2. Иванов С.Д., Иванова Н.Ю. Технико-экономические показатели эффективности подъемно-транспортных работ // Механизация строительства. 2016. – №6. – С. 15-21.
3. Иванов С.Д., Михальчик Н.Л. Создание и экспериментальное обоснования алгоритма работы весоизмерительной системы на базе регистратора параметров // Подъемно-транспортное дело. 2019. – №3-4. – С. 27-30.
4. Akpan V. A. An experimental configuration of strain gauges for weighing systems design. International Journal of Pure and Applied Science, 2008, *1*(2).
5. Глазков С.А., Горбушин А.Р., Козик А.Е., Крапивина Е.А., Семенов А.В., Якушев В.А. Методы определения массы грузов в движении с использованием однокомпонентного тензометрического динамометра. Izmeritel'naya Tekhnika. 2025;74(3):49-58. <https://doi.org/10.32446/0368-1025it.2025-3-49-58>
6. Объективная информация о работе подъемно-транспортных машин как основа повышения качества информационных систем грузообрабатывающих предприятий / Н. Ю. Иванова, С. Д. Иванов, С. А. Надеженков, А. Н. Назаров // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2023. – № 2. – С. 81-96. – EDN MRGIFW.
7. Назаров А. Н. Алгоритмическая обработка объективной информации о характере работы кранов мостового типа / А. Н. Назаров, С. Д. Иванов // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в машиностроительной, дорожной и строительной отраслях - 2023 : Материалы международной научно-практической конференции, Белгород, 21–23 сентября 2023 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2023. – С. 178-184. – EDN WGOGHA.
8. Михалев А. В. Применение алгоритма скользящего среднего для задачи определения массы груза / А. В. Михалев, А. Н. Назаров // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2023. – № 2. – С. 44-57. – EDN XLXJRI.
9. Ivanov S. D. Selection of a rational algorithm for data processing of the weight measuring system of a hoisting crane / S. D. Ivanov, A. N. Nazarov, N. L. Mikhalkik // Journal of Physics: Conference Series, Belgorod, 09–10 марта 2021 года. Vol. 1926. – Belgorod: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 012047. – DOI 10.1088/1742-6596/1926/1/012047. – EDN JIUUGG.
10. Пушкирев Михаил. Нормализация сигналов мостовых чувствительных элементов // Компоненты и Технологии. 2005. №46. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/normalizatsiya-signalov-mostovyh-chuvstvitelnnyh-elementov> (дата обращения: 05.09.2025).
11. Борыняк Леонид, Непочатов Юрий. Разработка конструкции и технологии изготовления тензодатчика с повышенной чувствительностью и точностью измерений для электронных весов // Компоненты и Технологии. 2006. №63. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-konstruktsii-i-tehnologii-izgotovleniya-tenzodatchika-s-povyshennoy-chuvstvitelnostyu-i-tochnostyu-izmereniy-dlya> (дата обращения: 13.06.2023).
12. Сушников В. А. Оценка влияния колебаний температуры на точность измерений тензорезистивных и емкостных преобразователей // Наука и современность. 2011. №8-2. URL:

<https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-vliyaniya-kolebaniy-temperatury-na-tochnost-izmereniy-tenzorezistivnyh-i-emkostnyh-preobrazovateley> (дата обращения: 13.06.2023).

13. Егоров Г.Р. Влияние погрешности позиционирования тензорезистора на чувствительность датчика нагрузки в канате. Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2025;(2):15-30.

14. Назаров А.Н., Иванов С.Д. Использование алгоритма весоизмерения на основе фильтра скользящего среднего в регистраторе параметров работы мостового крана. Научный рецензируемый журнал "Вестник СибАДИ". 2023;20(4):418-431. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-4-418-431>. EDN: СВИЖР

15. Иванов С.Д. Развитие направления «промышленная безопасность подъемных сооружений» на кафедре РК4 «Подъемно-транспортные системы». Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2024;(4):11-24.

16. Mikhalev A. V. Development of the load pin for the crane scales / A. V. Mikhalev // European Journal of Technical and Natural Sciences. – 2022. – No. 6. – P. 62-68. – DOI 10.29013/EJTNS-22-6-62-68. – EDN WPUFWR.

17. Агейчева М. М. Оценка остаточного ресурса козлового крана на основе качественной подготовки исходных данных о его фактических условиях работы / М. М. Агейчева // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы (Молодой инженер) : Материалы XXVIII Московской международной межвузовской научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых, Москва, 24–26 апреля 2024 года. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2024. – С. 11-14. – EDN FDJFOU.

18. Михальчик Н. Л. Построение весоизмерительной системы путем расширения функционала электронного регистратора параметров работы мостового крана / Н. Л. Михальчик, С. Д. Иванов // Инновационное развитие техники и технологий наземного транспорта, Екатеринбург, 06 декабря 2019 года / Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург: Издательство Уральского университета, 2020. – С. 169-171. – EDN HAFJBZ.

19. Иванов С. Д. Формирование информационной базы для уточнения расчета остаточного ресурса и улучшения методики планирования ремонтов подъемно-транспортного оборудования с использованием приборов безопасности - регистраторов параметров (на примере кранов) / С. Д. Иванов, Н. Ю. Иванова // Цифровая экономика: технологии, управление, человеческий капитал: Материалы Всероссийской научно-практической конференции. Сборник докладов в области экономики и менеджмента, а также производственных технологий, информационных технологий и технологического менеджмента, Москва, 28 мая 2019 года. – Москва: Московский государственный технологический университет "СТАНКИН", 2019. – С. 236-241. – EDN OAEGZT.

АВТОРЫ

Рощин Виталий Андреевич, инженер ООО «ИТЦ «КРОС» 141281, Московская область, г.о.Пушкинский, г.Ивантеевка, Санаторный проезд, д.1/1Б, оф. 415. roshchinva@mail.ru

Назаров Александр Николаевич, к.т.н., доцент каф. «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, alexnazavr@yandex.ru, ORCID 0000-0002-8039-4331.

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 1 – 10

DOI:

Received: 11.09.2025
Accepted for publication: 01.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

Upgrading the Strain-Gauge Axle for Load Limiters

Vitaly A. Roshchin¹,
Alexander N. Nazarov^{2*}

*alexnazavr@yandex.ru

¹Engineer ITC "KROS" LLC

²Bauman Moscow State Technical University
(Moscow, Russia)

The article presents an improvement in the design of a strain gauge axle for load limiters. It analyzes a serial sensor with strain gauges mounted on the cylindrical surface of a through hole, which causes their pre-deformation and reduces sensitivity. A new design is proposed, with strain gauges placed on a flat wall between two blind holes.

A finite element analysis in the ANSYS software package calculated the stress-strain state, confirming the possibility of a significant increase in working stresses and, consequently, the sensor's sensitivity by changing the thickness of the flat wall without compromising the overall strength of the axle.

A prototype was manufactured and field tests were conducted. The experimental results showed that the new design provides a sensitivity 4.3 times higher than that of the serial sample. This allows for a significant increase in measurement accuracy and the safety of crane operation.

Keywords: strain gauge axle, load limiter, sensitivity, repeatability, stress-strain state, finite element method.

Acknowledgements

The authors express their gratitude to employees of the Department "Lifting and Transport Systems" of N.E. Bauman Moscow State Technical University and the team of LLC «ITC «KROS» for their help, recommendations, valuable comments and criticism.

References

1. Ivanov S.D., Brom A.E., Shakarov K.K. Use of parameter recorders during the operation of overhead cranes Mechanization of Construction. 2016, no. 6, pp. 15-21.
2. Ivanov S.D., Ivanova N.Yu. Technical and economic performance indicators of handling operations Mechanization of Construction. 2016, no. 6, pp. 15-21.
3. Ivanov S.D., Mikhalkin N.L. Development and experimental substantiation of the operating algorithm for a weighing system based on a parameter recorder Hoisting and Transport Engineering. 2019, no. 3-4, pp. 27-30.
4. Akpan, V. A. An experimental configuration of strain gauges for weighing systems design. International Journal of Pure and Applied Science, 2008, *1*(2).

5. Glazkov S.A., Gorbushin A.R., Kozik A.E., Krapivina E.A., Semenov A.V., Yakyshev V.A. Methods for determining the mass of objects in motion using a one-component strain-gauge dynamometer. *Izmeritel`naya Tekhnika*. 2025;74(3):49-58. (In Russ.) <https://doi.org/10.32446/0368-1025it.2025-3-49-58>
6. Ivanova, N. Yu., Ivanov, S. D., Nadezhenkov, S. A., Nazarov, A. N. Objective Information on the Operation of Hoisting-and-Transport Machines as a Basis for Improving the Quality of Information Systems at Cargo-Handling Enterprises. //Machines and Plants: Design and Exploiting. 2023. № 2. pp. 81 – 96.
7. Nazarov, A. N., & Ivanov, S. D. (2023). Algorithmic processing of objective information on the nature of overhead cranes operation Energy and resource-saving technologies and equipment in mechanical engineering, road and construction industries 2023: Proceedings of the international scientific-practical conference, Belgorod, September 21–23, 2023 (pp. 178-184). Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. EDN WGOGHA.
8. Mikhalev A.V., Nazarov A.N. Applying the moving average algorithm for the weight calculation task. *Machines and Plants: Design and Exploiting*. 2023;(2):44 - 57. (In Russ.)
9. Ivanov, S. D. Selection of a rational algorithm for data processing of the weight measuring system of a hoisting crane / S. D. Ivanov, A. N. Nazarov, N. L. Mikhalkich // Journal of Physics: Conference Series, Belgorod, 09–10th March 2021. Vol. 1926. – Belgorod: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 012047. – DOI 10.1088/1742-6596/1926/1/012047. – EDN JIUUGG.
10. Pushkarev, M. Normalization of signals from bridge sensing elements [Normalizatsiya signalov mostovykh chuvstvitelykh elementov]. Komponenty i Tekhnologii [Components and Technologies], 2005, no. 46. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/normalizatsiya-signalov-mostovyh-chuvstvitelyh-elementov> (accessed: 05.09.2025).
11. Borynyak, L., Nepochatov, Yu. Development of the design and manufacturing technology of a strain gauge with increased sensitivity and measurement accuracy for electronic scales [Razrabotka konstruktsii i tekhnologii izgotovleniya tenzodatchika s povyshennoy chuvstvitelnostyu i tochnostyu izmereniy dlya elektronnykh vesov]. Komponenty i Tekhnologii [Components and Technologies], 2006, no. 63. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/razrabotka-konstruktsii-i-tehnologii-izgotovleniya-tenzodatchika-s-povyshennoy-chuvstvitelnostyu-i-tochnostyu-izmereniy-dlya> (accessed: 13.06.2023).
12. Sushnikov, V.A. Evaluation of the influence of temperature fluctuations on the measurement accuracy of strain-resistive and capacitive transducers [Otsenka vliyaniya kolebaniy temperatury na tochnost izmereniy tenzorezistivnykh i emkostnykh preobrazovateley]. Nauka i sovremennost [Science and Modernity], 2011, no. 8-2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/otsenka-vliyaniya-kolebaniy-temperatury-na-tochnost-izmereniy-tenzorezistivnyh-i-emkostnyh-preobrazovateley> (accessed: 13.06.2023).
13. Egorov G. The effect of the strain gauge placement error on the sensitivity of the cable force sensor. *Machines and Plants: Design and Exploiting*. 2025;(2):15-30. (In Russ.)
14. Nazarov A.N., Ivanov S.D. Use of weight measurement algorithm on the basis of moving average filter in the recorder of overhead crane operation parameters. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2023;20(4):418-431. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2023-20-4-418-431>. EDN: CBIJMP
15. Ivanov S.D. Development of the direction "Industrial safety of lifting structures" at the Department of RC4 "Lifting and transport systems". *Machines and Plants: Design and Exploiting*. 2024;(4):11-24. (In Russ.)
16. Mikhalev, A. V. Development of the load pin for the crane scales / A. V. Mikhalev // European Journal of Technical and Natural Sciences. – 2022. – No. 6. – P. 62-68. – DOI 10.29013/EJTNS-22-6-62-68. – EDN WPUFWR.

17. Ageicheva, M.M. (2024). Residual life assessment of a gantry crane based on high-quality preparation of initial data on its actual operating conditions [Otsenka ostatochnogo resursa kozlovogo krana na osnove kachestvennoy podgotovki iskhodnykh dannykh o ego fakticheskikh usloviyakh raboty]. Hoisting-transport, construction, road, track, reclamation machines and robotic complexes (Young engineer): Proceedings of the XXVIII Moscow International Interuniversity Scientific and Technical Conference of Students, Postgraduates and Young Scientists, Moscow, April 24-26, 2024* (pp. 11-14). Moscow: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University. EDN FDJFOU.

18. Mikhalkik, N.L. & Ivanov, S.D. (2020). Building a weighing system by expanding the functionality of an electronic parameter recorder for overhead crane operation [Postroenie vesoizmeritelnoi sistemy putem rasshireniya funktsionala elektronnogo registrатора parametrov raboty mostovogo krana]. In Innovative development of ground transport equipment and technologies: Proceedings of the conference, Yekaterinburg, December 6, 2019 (pp. 169-171). Yekaterinburg: Ural University Press. EDN HAFJBZ.

19. Ivanov, S.D. & Ivanova, N.Yu. Formation of an information base for clarifying the calculation of the residual life and improving the methodology for planning repairs of hoisting-and-transport equipment using safety devices - parameter recorders (on the example of cranes) Digital economy: technologies, management, human capital: Proceedings of the All-Russian Scientific and Practical Conference. Collection of reports in the field of economics and management, as well as production technologies, information technologies and technological management, Moscow, May 28, 2019* (pp. 236-241). Moscow: Moscow State Technological University "STANKIN". EDN OAZGZT.

AUTHORS

Vitaly A. Roshchin, Engineer ITC "KROS" LLC Office 415, 1/1B Sanatorny Proezd Ivantsevka, Pushkinsky Urban District Moscow Region, 141281 Russia. roshchinva@mail.ru

Alexander N. Nazarov, Cand. Tech. Sc., Associate Professor of the department "Lifting and transport systems" of Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str. 1, 105005, Russia, alexnazavr@yandex.ru, ORCID 0000-0002-8039-4331.

Машины и Установки

проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2025. № 3. С. 11 – 20

DOI:

Представлена в редакцию: 12.09.2025

Принята к публикации: 01.10.2025

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.3.027

Многомассовая имитационная модель рессорно-балансирной подвески

Комиссаров А.И.

komissarov@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

В статье приводится описание пространственной многомассовой имитационной модели рессорно-балансирной подвески для задач динамического анализа грузовых колесных машин в программных комплексах автоматизированного динамического анализа систем тел, обеспечивающей адекватное отражение упруго-демпфирующих свойств и учитывающей особенности кинематики работы многогибкой рессоры без использования конечно-элементных моделей рессор. Представленная модель может эффективно применяться в задачах динамического анализа многоосных колесных машин, требующих воспроизведения длительных временных реализаций и проведения многократных расчетов.

Ключевые слова: рессорно-балансирная подвеска, многомассовая имитационная модель, динамический анализ систем тел.

Введение

Рессорно-балансирная подвеска довольно часто используется в системах подпрессоривания трех- и четырехосных колесных машин в качестве подвески тележки, состоящей из пары задних осей, для выравнивания нагрузок на оси с целью предотвращения перегрузки шин и подшипников колес. Пример такой подвески приведен на рис. 1.

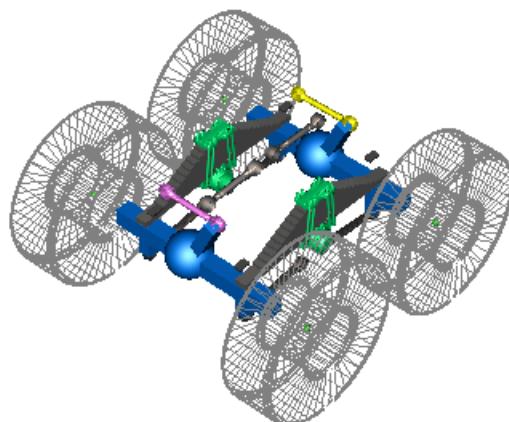


Рис. 1. Рессорно-балансирная подвеска задних осей грузового автомобиля

В настоящее время при разработке колесных машин обязательным этапом является проведение имитационного моделирования динамики машины в предполагаемых условиях эксплуатации для анализа параметров плавности хода, оптимизации параметров подвески и формирования временных реализаций для анализа усталостной долговечности несущей системы и элементов системы подрессоривания.

Эффективным средством проведения пространственного имитационного моделирования динамики колесных машин являются программные комплексы автоматизированного динамического анализа систем тел [1 – 4]. При создании математических имитационных моделей колесных машин с рессорно-балансирной подвеской для проведения динамического анализа определенную сложность представляет математическое описание работы рессор подвески.

Многолистовая рессора данной подвески одновременно выполняет функции направляющего, упругого и демпфирующего элементов. Известны несколько подходов к описанию работы многолистовой рессоры в задачах анализа динамики. Обзор и сравнительный анализ различных моделей рессор приведен в работах [5, 6]. Наиболее точным является способ, при котором каждый лист рессоры представляется в виде конечно-элементной модели, на каждом шаге расчета определяются его деформации, а также учитывается контактное взаимодействие и трение между листами рессоры и элементами крепления рессоры к раме и мосту [7, 8]. Такие модели требуют больших вычислительных затрат на каждом шаге расчета и существенно снижают быстродействие имитационной модели всей машины, что затрудняет их использование в задачах динамического анализа, требующих воспроизведения длительных временных реализаций и проведения многократных расчетов.

Поэтому часто рессоры представляют в моделях в виде набора из нескольких твердых тел, связанных, шарнирами и упруго-демпфирующими элементами. При использовании большого числа тел нетривиальной задачей является правильное распределение жесткостей связей, и затраты на расчет оказываются хоть и меньшими, чем в случае конечно-элементных моделей, но все еще значительными.

В данной работе предлагается подход к описанию рессорно-балансирной подвески, при котором рессора представляется в модели в виде всего двух твердых тел, соединенных с башмаком балансира вращательным шарниром, а друг с другом – упруго-демпфирующей связью, работающей на кручение, расположенными в геометрическом центре пакета рессор, и учитывается пространственная кинематика мостов. Данный подход отчасти аналогичен подходу, описанному в работе [9], однако отличается от него способом представления демпфирующих свойств рессоры и кинематической схемой эквивалентной механической системы, описывающей работу подвески.

Кинематика мостов также может описываться различными способами. Например, в работе [9] учитываются только перемещения мостов относительно рамы в поперечной вертикальной плоскости. Возможен вариант учета ограничений пространственных перемещений мостов при помощи введения модель невесомых стержней со сферическими шарнирами на концах для учета работы реактивных штанг. В предлагаемом в данной работе подходе для максимального приближения к кинематике и динамике реальной конструкции в модель введены реактивные штанги, как отдельные тела, обладающие массой и моментами инерции, связанные с рамой и мостами через упруго-демпфирующие связи.

Описание модели рессорно-балансирной подвески проводится на примере ее реализации в программном комплексе автоматизированного анализа динамики систем тел «Универсальный механизм».

1. Имитационная модель рессорно-балансирной подвески

На рис. 2 и в табл. 1. приведены тела модели рессорно-балансирной подвески. Каждая рессора разделена посередине на две одинаковых половины. Каждая реактивная штанга представлена отдельным телом.

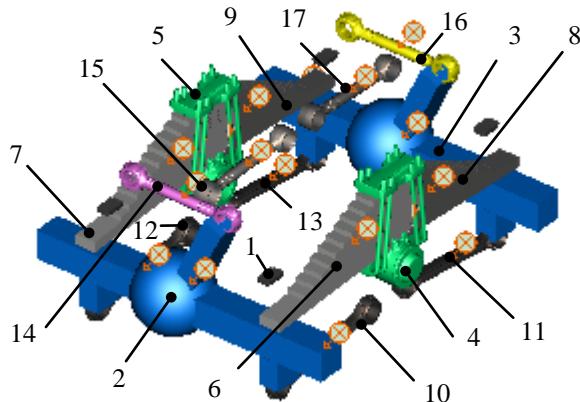


Рис. 2. Тела модели рессорно-балансирной подвески

Таблица 1. Тела модели балансирной тележки

№	Обозначение в модели	Комментарий
1	Рама	Фрагмент рамы
2	Мост1	Балка моста с элементами трансмиссии
3	Мост2	Балка моста с элементами трансмиссии
4	Башмак _L	Башмак со стремянкой в сборе
5	Башмак _R	Башмак со стремянкой в сборе
6	Рессора1L	Передняя половина левой рессоры
7	Рессора1R	Передняя половина правой рессоры
8	Рессора2L	Задняя половина левой рессоры
9	Рессора2R	Задняя половина правой рессоры
10	Штанга1L	Продольная реактивная штанга
11	Штанга2L	Продольная реактивная штанга
12	Штанга1R	Продольная реактивная штанга
13	Штанга2R	Продольная реактивная штанга
14	Штанга31	Поперечная реактивная штанга
15	Штанга41	Верхняя продольная реактивная штанга
16	Штанга32	Поперечная реактивная штанга
17	Штанга42	Верхняя продольная реактивная штанга

На рис. 3 а и 3 б и в табл. 2 и 3 приведены кинематические и силовые связи модели. В данной схеме перемещения мостов ограничены реактивными штангами, каждая из которых связана с соответствующим мостом и рамой машины через упруго-демпфирующие элементы, работающие по всем шести степеням свободы, а также рессорами, каждая половина которых связана с мостом через силовой элемент ограничивающий только перемещения рессоры по нормали к мосту. Между собой половины рессор каждого борта связаны через крутильный упругий элемент с сухим трением, а с башмаком – через вращательный шарнир.

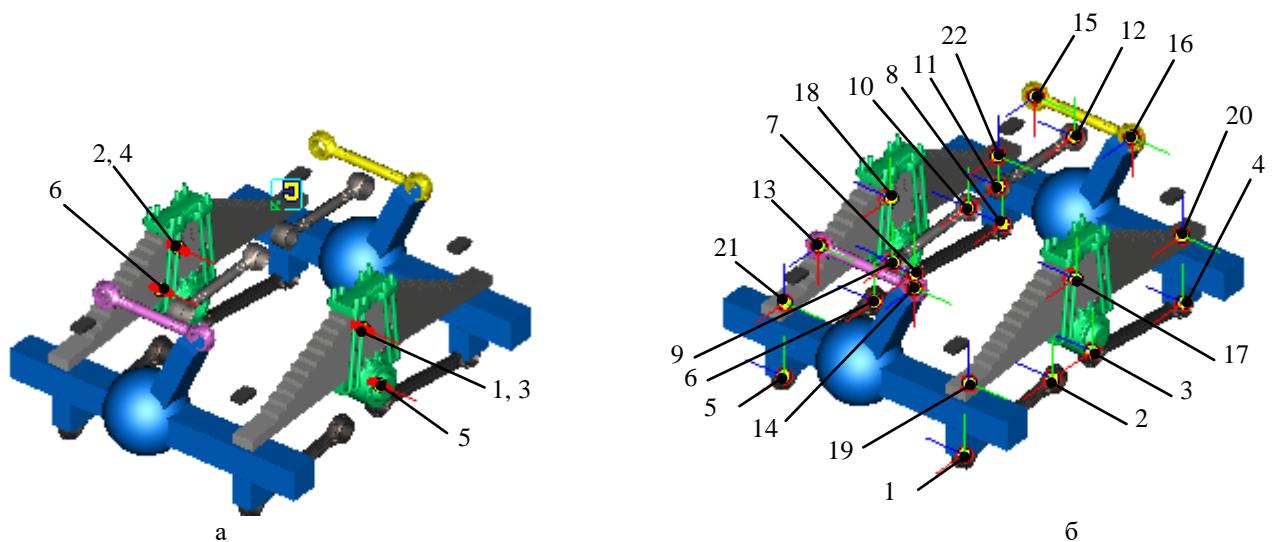


Рис. 2. Кинематические и силовые связи модели:
а – шарниры модели; б – силовые элементы модели

Таблица 2. – Шарниры модели балансирной тележки

№	Соединяемые тела	Тип шарнира
1	Башмак_L, Рессора1L	Вращательный
2	Башмак_R, Рессора1R	Вращательный
3	Башмак_L, Рессора2L	Вращательный
4	Башмак_R, Рессора2R	Вращательный
5	Башмак_L, Рама	Вращательный
6	Башмак_R, Рама	Вращательный

Таблица 3. – Силовые элементы модели балансирной тележки

№	Тип силовой связи
1 – 16	Сайлентблоки реактивных тяг
17	Крутильный упругий элемент с сухим трением и между половинами правой рессоры
18	Крутильный упругий элемент с сухим трением между половинами левой рессоры
19	Сайлентблок крепления правого переднего конца рессоры на раме
20	Сайлентблок крепления правого переднего конца рессоры на раме
21	Сайлентблок крепления левого заднего конца рессоры на раме
22	Сайлентблок крепления левого заднего конца рессоры на раме

В модели принятые одинаковые линейные упруго-демпфирующие характеристики для всех сайлентблоков крепления реактивных штанг по трем поступательным и двум вращательным степеням свободы (изгибным вокруг радиальных осей сайлентблока) с высокими значениями коэффициентов жесткости (порядка $1e7$ Н/м для поступательных упругих связей и $1e5$ Н/рад для вращательных) и нулевая осевая крутильная жесткость, для обеспечения вращательной степени свободы. Значения коэффициентов линейного демпфирования принимались на два порядка меньше значений соответствующих коэффициентов жесткости. Подобная силовая связь эквивалентна податливому вращательному шарниру.

2. Модель рессоры

Для иллюстрации кинематики рессоры в модели на рис. 4 приведена кинематическая и силовая схема системы, эквивалентной модели рессоры балансирной подвески, описанной в предыдущем разделе. Каждая половина рессоры в ней представлена в виде двух элементов: тяги и ползуна, связанных сферическим шарниром. Концы рессоры могут свободно скользить и поворачиваться относительно мостов, при этом их перемещение по нормали к опорным площадкам мостов запрещено.

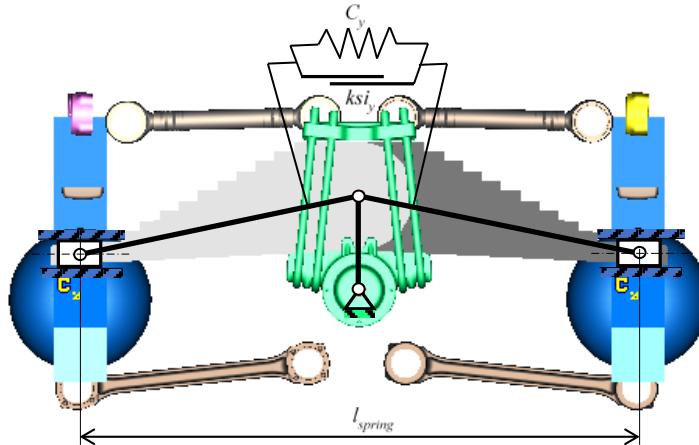


Рис. 4. – Схема модели рессоры балансирной подвески.

1 – задняя половина рессоры; 2 – передняя половина рессоры; 3 – башмак рессоры; 4, 5 – мости балансирной тележки; 6 – рама

Связь между передней и задней половинами рессоры описывается моментом, который вычисляется по следующей формуле:

$$M = (M_0 - c_y \cdot \alpha) \cdot \left(1 - k_{si_y} \cdot \text{sign}\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)\right), \quad (1)$$

где c_y – крутильная жесткость упругой связи между передней и задней половинами рессоры, Н м / рад;

M_0 – упругий момент в рессоре в положении статического равновесия, Н м;

k_{si_y} – доля силы сухого трения от силы упругости; α – изменение угла между передней и задней половинами рессоры при отклонении от положения статического равновесия, рад (в положении статического равновесия $\alpha = 0$ рад).

Крутильная жесткость упругой связи между передней и задней половинами рессоры:

$$c_y = \frac{c_z \cdot l_{spring}}{16}, \quad (2)$$

где c_z – коэффициент линейной жесткости рессоры;

l_{spring} – рабочая длина рессоры.

Формула (2) получена из равенства вертикальных сил в центре рессоры предложенной модели и модели, в которой рессора описывается линейной вертикальной пружиной с линейной жесткостью рессоры.

Упругий момент в рессоре в положении статического равновесия:

$$M_0 = \frac{F_{z0} \cdot l_{spring}}{2}, \quad (3)$$

где F_{z0} – вертикальная сила, действующая на одно колесо балансирной тележки в положении статического равновесия.

Формула (3) получена из равенства вертикальных сил в центре рессоры предложенной модели и модели, в которой рессора описывается линейной вертикальной пружиной при значении вертикальной силы $4 \cdot F_{z0}$.

Параметр k_{si_y} , определяющий величину сухого трения в рессоре определяется по формуле для многолистовой рессоры [10]:

$$k_{si_y} = \frac{2 \cdot \mu \cdot n \cdot h}{l_{spring}}, \quad (4)$$

где μ – коэффициент трения между листами ($\mu = 0,25$ для листов без смазки); n – число листов; h – толщина листа.

3. Верификация модели рессоры

Для верификации модели рессоры была создана модель испытательного стенда, приведенного на рис. 5. В данном стенде башмак рессоры может совершать только вертикальные перемещения h под действием вертикальной силы F , а мосты подвески при этом зафиксированы относительно земли. Концы рессоры могут свободно скользить в проушинах.

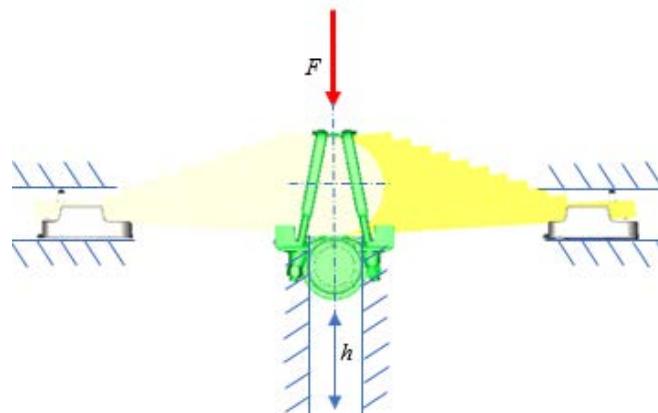


Рис. 5. Схема модели стенда для верификации модели рессоры балансирной подвески

Проводилось перемещение центральной части рессоры приводом неограниченной мощности в пределах ее полного хода с замером необходимого для перемещения усилия. В результате получена характеристика нагрузки и разгрузки рессоры, приведенная на рис. 6.

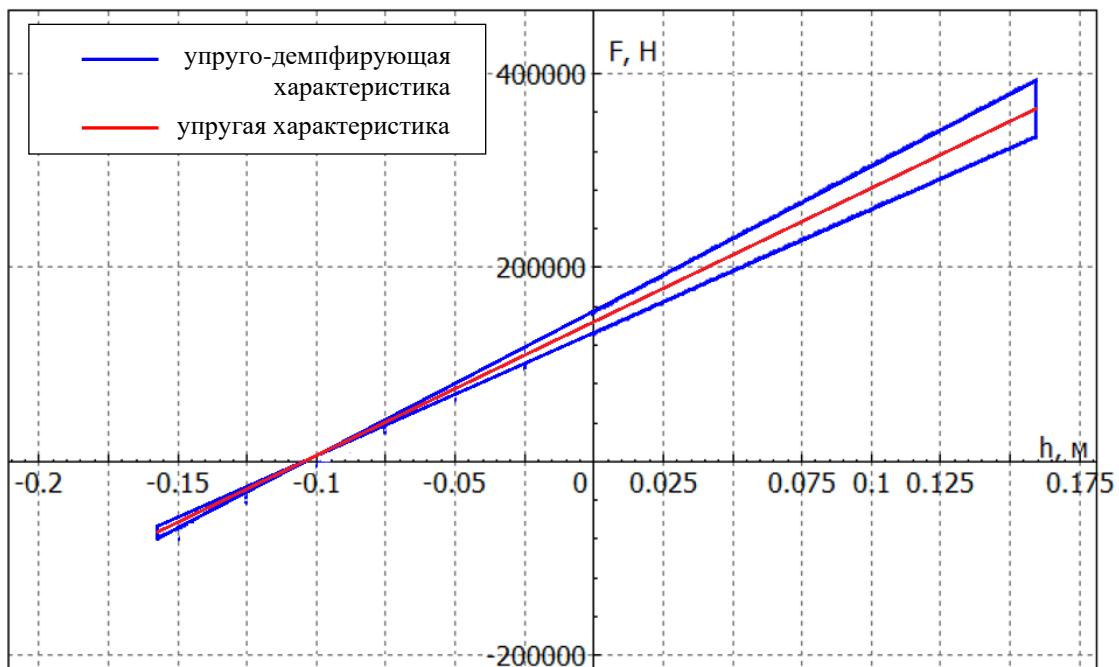


Рис. 6. Характеристика нагрузки и разгрузки рессоры балансирной подвески

Данная характеристика представляет собой, показанную синим цветом петлю гистерезиса. Красным цветом показана упругая характеристика рессоры, представляющее собой линию средних значений петли гистерезиса в каждой точке деформации рессоры. Тангенс угла наклона упругой характеристики равен коэффициенту линейной жесткости рессоры. Таким образом, предложенный подход описания рессоры обеспечивает адекватное реальной рессоре значение линейной жесткости в вертикальном направлении, а также адекватно отражает характер трения в рессоре.

Заключение

Представленная в статье имитационная модель рессорно-балансирной подвески для задач динамического анализа грузовых колесных машин в программных комплексах автоматизированного динамического анализа систем тел, обеспечивает адекватное отражение упруго-демпфирующих свойств и учет особенности кинематики работы многолистовой рессоры без использования конечно-элементных моделей рессор. Данная модель может эффективно применяться в задачах динамического анализа многоосных колесных машин, требующих воспроизведения длительных временных реализаций и проведения многократных расчетов, таких как анализ плавности хода, оптимизация параметров системы подрессоривания, формирование временных реализаций для анализа усталостной долговечности несущих систем и т.д.

Список литературы

1. ЭЙЛЕР. Программный комплекс автоматизированного динамического анализа многокомпонентных механических систем [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.euler.ru>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 06.12.2024).
2. Универсальный механизм. Моделирование динамики механических систем [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.umlabs.ru>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 06.12.2024).
3. Adams. The Multibody Dynamics Simulation Solution [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.mscsoftware.com/product/adams>. – Заглавие с экрана. – (Дата обращения: 06.01.2024).
4. Rill G., Bauer F., Topcagic E. Performance of leaf spring suspended axles in model approaches of different complexities //Vehicle System Dynamics. – 2022. – Т. 60. – №. 8. – С. 2871-2889.
5. Тихонова А. С., Рубанов П. С., Чичекин И. В. Анализ математических моделей малолистовых рессор систем подрессоривания транспортных средств //Известия МГТУ МАМИ. – 2025. – Т. 19. – №. 2. – С. 1-13. DOI 10.17816/2074-0530-684711
6. Duan L. et al. High-precision modeling and simulation of the taper leaf spring of tandem suspension of commercial vehicles //Journal of Mechanical Science and Technology. – 2016. – Т. 30. – №. 7. – С. 3061-3067.
7. Jie L. et al. Modeling and simulation of the guide rod tandem suspension model //2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering. – IEEE, 2011. – С. 5102-5105.
8. Tinsley B. D. Integration of Geometry and Analysis for the Study of Leaf Springs in Multibody Applications: дис. – University of Illinois at Chicago, 2019.

9. Жилейкин М. М. Математическая модель прямолинейного движения колесной машины с балансирной подвеской мостов по неровностям пути //Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – №. 1 (670). – С. 43-49.

10. Пархиловский И. Г. Автомобильные листовые рессоры. Теория, расчет, испытания. – 1978.

АВТОР

Комиссаров Александр Игоревич, доцент каф. СМ9 МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская д 5., komissarov@bmstu.ru, ORCID ID: 0009-0003-7476-2737, SPIN-код 2565-9328.

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 11 – 20

DOI:

Received: 12.09.2025
Accepted for publication: 01.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

Multi body simulation model of a leaf-spring bogie suspension

Alexander I. Komissarov

komissarov@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
(Moscow, Russia)

The article provides a description of a spatial multi-body simulation model of a leaf-spring bogie suspension for dynamic analysis of cargo wheeled vehicles in MBS software. The model ensures an adequate reflection of elastic-damping properties and takes into account the kinematic features of multi-leaf spring operation without using finite element models of the leaf springs. The presented model can be effectively applied in dynamic analysis of multi-axle wheeled vehicles that require reproduction of long-term time implementations and multiple simulations.

Keywords: leaf-spring bogie suspension, multi body simulation model, MBS analysis.

References

1. EULER. Software package for automated dynamic analysis of multicomponent mechanical systems [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.euler.ru> . – Title from the screen. – (Date of request: 06.12.2024).
2. A universal mechanism. Modeling of dynamics of mechanical systems [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.umlab.ru> . – Title from the screen. – (Date of request: 06.12.2024).
3. Adams. The Multibody Dynamics Simulation Solution [Electronic resource]. – Access mode: <http://www.mscsoftware.com/product/adams>. – Title from the screen. – (Date of request: 06.01.2024).
4. Rill G., Bauer F., Topcagic E. Performance of leaf spring suspended axles in model approaches of different complexities //Vehicle System Dynamics. – 2022. – T. 60. – №. 8. – C. 2871-2889.
5. Tikhonova A. S., Rubanov P. S., Chichekin I. V. ANALYSIS OF MATHEMATICAL MODELS OF FEW-LEAF SPRINGS OF VEHICLE SUSPENSION SYSTEMS //Izvestiya MGTU MAMI. – 2025. – T. 19. – №. 2. – C. 1-13. DOI 10.17816/2074-0530-684711.
6. Duan L. et al. High-precision modeling and simulation of the taper leaf spring of tandem suspension of commercial vehicles //Journal of Mechanical Science and Technology. – 2016. – T. 30. – №. 7. – C. 3061-3067.
7. Jie L. et al. Modeling and simulation of the guide rod tandem suspension model //2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering. – IEEE, 2011. – C. 5102-5105.

8. Tinsley B. D. Integration of Geometry and Analysis for the Study of Leaf Springs in Multibody Applications: дис. – University of Illinois at Chicago, 2019.
 9. Zhileykin M.M A Mathematical Model of Linear Movement of a Wheeled Vehicle with Centerpoint Suspension over Rough Surfaces// BMSTU Journal of Mechanical Engineering – 2016. – №. 1 (670). – С. 43-49.
 10. Parxilovskij I. G. Avtomobil`nye listovyе ressory. Teoriya, raschet, ispytaniya. – 1978.
-

AUTHOR

Alexander I. Komissarov, Bauman Moscow State University (105005, Moscow, 2nd Bauman str., 5), komissarov@bmstu.ru, ORCID ID: 0009-0003-7476-2737, SPIN 2565-9328.

Машины и Установки

проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2025. № 3. С. 21 – 32

DOI:

Представлена в редакцию: 25.09.2025
Принята к публикации: 01.10.2025
© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.331

Алгоритм системы управления автоматическим движением колесной машины по заданной траектории

Бякова А.А., *
Бяков К.Е.,
Комиссаров А. И.

*** bratchina@bmstu.ru**
МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

Работа посвящена совершенствованию алгоритма системы управления автоматическим движением колесной машины по заданной траектории. В качестве объекта исследования выступает двухосный автомобиль с системой управления автоматическим движением по заданной траектории. Целью работы является повышение точности автоматического движения колесной машины по заданной траектории путем совершенствования рационального алгоритма управления.

В результате исследования проведена оценка эффективности алгоритма управления, обеспечивающего движение колесной машины по заданной траектории.

Ключевые слова: автоматическое движение, алгоритм управления, криволинейная траектория, *pursuit*, датчики, целевая точка.

Введение

В настоящее время активно развиваются системы, предназначенные для автоматизации управления транспортными средствами (ТС). При помощи различных алгоритмов, современной датчиковой аппаратуры и приводов появилась возможность с высокой точностью и быстродействием управлять агрегатами автомобиля.

К таким системам, помогающим водителю в управлении ТС, относятся системы, использующие различные алгоритмы автоматического следования по траектории, обеспечивающие высокую точность движения машины. Их работа основана на использовании датчиков для анализа дорожной обстановки и принятия решений об управлении.

Особенности работы системы управления автоматическим движением колесной машины

В качестве управляющих структур, обеспечивающих движение автомобиля по опорной траектории, используются различные регуляторы, поддерживающие стабильное управления автомобилем.

В ходе анализа был рассмотрен ряд регуляторов таких как: Follow the Carrot [1], Stanley [2], Follow the Past [3], Pure Pursuit [4, 5]. Все они основаны на кинематических соотношениях поворота автомобиля в соответствии с геометрией рулевого управления.

В качестве базового регулятора из приведенных выше примеров был выбран Pure Pursuit, так как у данного алгоритма есть ряд преимуществ:

- характерен для машины с кинематическим управлением поворотом;
- позволяет обеспечить наиболее точное следование колесной машины (КМ) по заданной траектории.

Алгоритм Pure Pursuit заключается в геометрическом вычислении кривизны дуги окружности, которая соединяет местоположение КМ с целевой точкой на траектории впереди ТС. Целевая точка определяется на основе прогнозируемого расстояния l_d от текущего положения КМ до точки слежения на желаемой траектории. Расчетная схема, применяемая в рамках алгоритма Pure Pursuit показана на рис. 1.

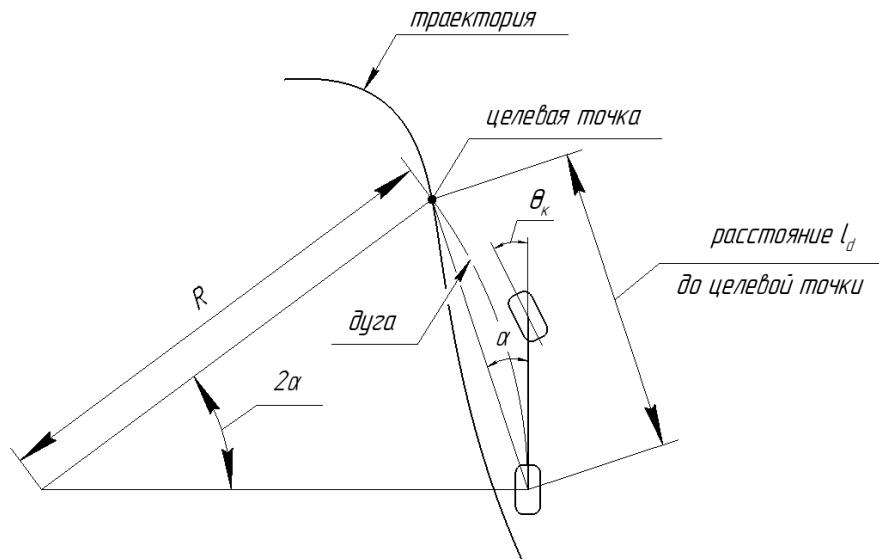


Рис.1. Расчетная схема, применяемая в рамках алгоритма Pure Pursuit

Угол поворота θ_k управляемых колес ТС можно определить, используя только местоположение целевой точки и угол α между продольной осью ТС и вектором l_d («look ahead distant»).

Оценка требуемого угла поворота управляемых колес в соответствии с алгоритмом Pure Pursuit (формула (1)):

$$\theta_k(t) = \arctg \left(\frac{2L \sin(\alpha(t))}{l_d} \right), \quad (1)$$

где L – колесная база;

l_d – расстояние до целевой точки;

α – угол между продольной осью ТС и вектором «look ahead distant».

В данном алгоритме управления учитывается поведение водителя: при движении на высоких скоростях происходит сужение поля зрения, поскольку водитель фокусируется на более удаленных участках пути для заблаговременной оценки быстро меняющейся дорожной обстановки.

Для воспроизведения данного адаптивного механизма предложено новое решение в виде динамического изменения расстояния до целевой точки l_d в зависимости от текущей скорости движения КМ.

В связи с тем, что при увеличении скорости движения машины в повороте возрастают центробежные силы и, соответственно, углы увода колес, при выполнении высокоскоростных маневров теоретический радиус поворота и его центр существенно отклоняются от кинематически полученных значений. Таким образом, для повышения точности следования заданной траектории при движении на высоких скоростях в алгоритм управления предлагается ввести корректирующий коэффициент k , который должен быть выбран также в зависимости от скорости движения КМ.

Определение положения колесной машины и его корректировка относительно заданной траектории

Путь, пройденный КМ s_{korp} , рассчитывается по формуле (2):

$$s_{korp} = \int \sqrt{v_x^2 + v_y^2} dt, \quad (2)$$

где v_x, v_y – проекции скорости центра масс КМ на оси координат xCy .

Для определения ближайшей к ТС точки на траектории, необходим массив, описывающий путь, пройденный от начала маршрута до каждой точки на траектории. Соответственно при помощи массивов x_{arr} и y_{arr} (координат точек траектории), рассчитываем массив путей s_{arr} по формуле (3):

$$s_{arr(i)} = \sqrt{(x_{arr(i)} - x_{arr(i-1)})^2 + (y_{arr(i)} - y_{arr(i-1)})^2} + s_{arr(i-1)}, \quad (3)$$

где i – номер точки на траектории;

x_{arr}, y_{arr} – массив координат путевых точек.

Исходя из допущения, что беспилотная машина должна эксплуатироваться в закрытой области, предполагается возможность корректного определения её положения относительно маршрута при помощи сравнения пройденного пути. Зная путь до каждой точки из массива s_{arr} (формула (3)), а также путь, пройденный КМ s_{korp} (формула (2)), возможно определить ближайшее положение КМ на траектории, при условии движения КМ по заданному маршруту без отклонений.

Однако при движении КМ в каждый момент времени необходима корректировка ее положения, так как в процессе движения возможно отклонение от заданного пути. Если координаты $(x_{korp}; y_{korp})$ КМ, не совпадают с координатами предполагаемой точки $(x_{arr(i)}; y_{arr(i)})$, лежащей на траектории (рис. 2), следует определить действительную ближайшую точку на траектории по отношению к КМ для возвращения машины на заданный маршрут движения.

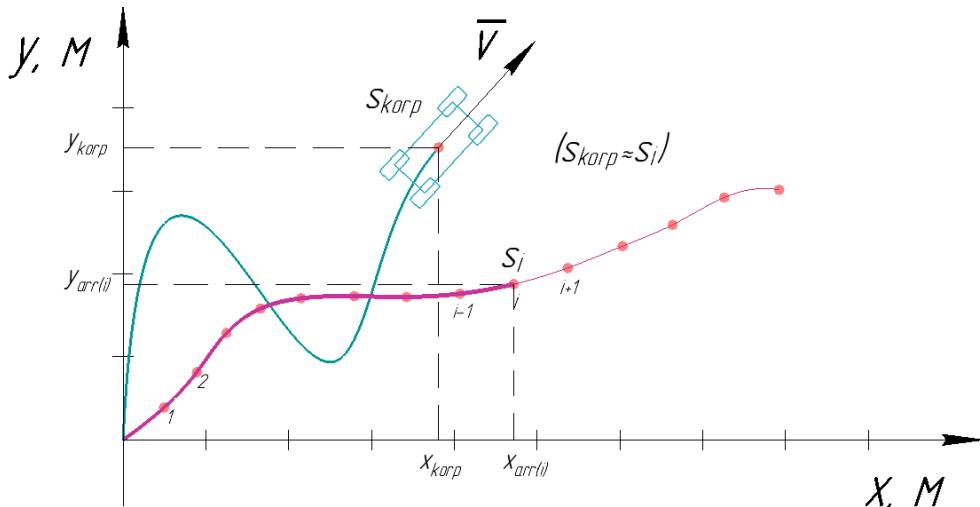


Рис.2. Пример отклонения от траектории

Для корректировки маршрута требуется найти наименьшее расстояния от КМ до точек траектории. Для ускорения процесса последовательно рассматриваются номера точек с шагом $+1$ или -1 по отношению к текущей путевой точке i (рис. 3). Выбор направления шага определяется путем сравнения расстояний. Сравнение расстояний осуществляется последовательным перебором (рис. 4), с целью нахождения точки траектории с наименьшим расстоянием до КМ, начиная от точки с координатами $(x_{arr(i)}; y_{arr(i)})$.

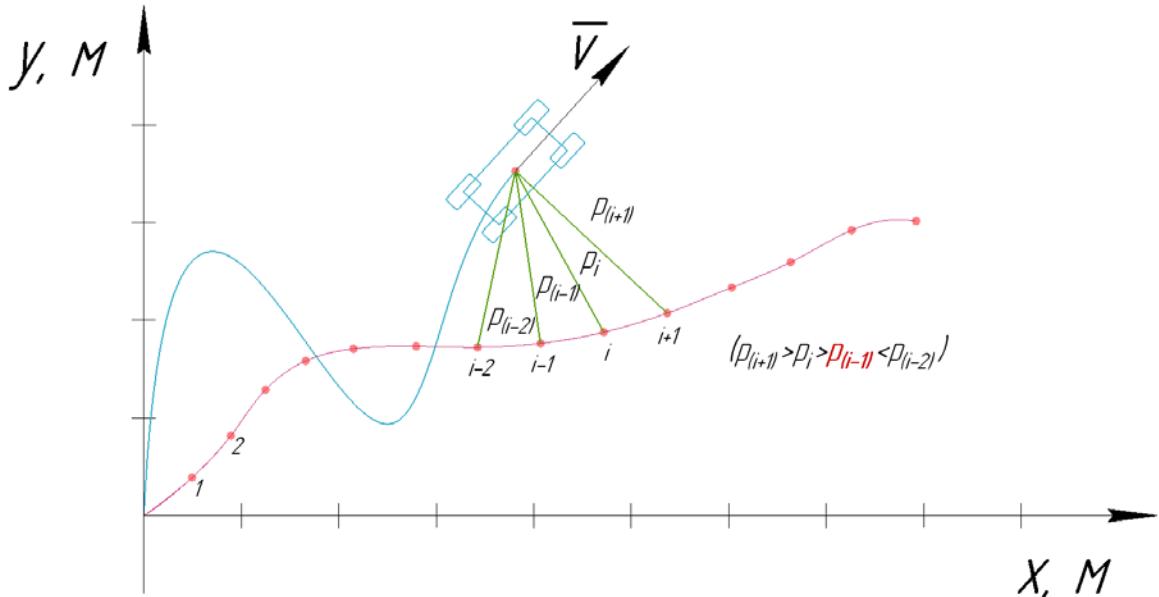


Рис.3. Нахождения ближайшей точки на траектории

После нахождения ближайшей точки на траектории на расстояние l_d вперед от нее откладывается целевая точка $(x_{arr(j)}; y_{arr(j)})$, к которой в итоге будет стремится КМ. Таким образом, местонахождение целевой точки определяется в течение всего времени заезда (рис. 4).

Определение зависимости коэффициентов l_d и k от параметров движения колесной машины

Дальнейшие вычисления угла поворота КМ проводятся в соответствии с базовым алгоритмом Pure Pursuit, однако предполагается повысить точность следования траектории за счёт введения дополнительного коэффициента k , а также варьирования значения расстояния l_d в зависимости от скорости КМ (формула (4)):

$$\delta(t) = k(v) \cdot \arctg \left(\frac{(2L \sin(\alpha(t)))}{l_d(v)} \right). \quad (4)$$

В качестве объекта исследования была выбрана КМ с характеристиками, указанными в табл. 1. Виртуальные испытания проводились с использованием математической модели динамики КМ, реализованной в программной среде Matlab Simulink и основанной на уравнениях движения, представленных в работе [6].

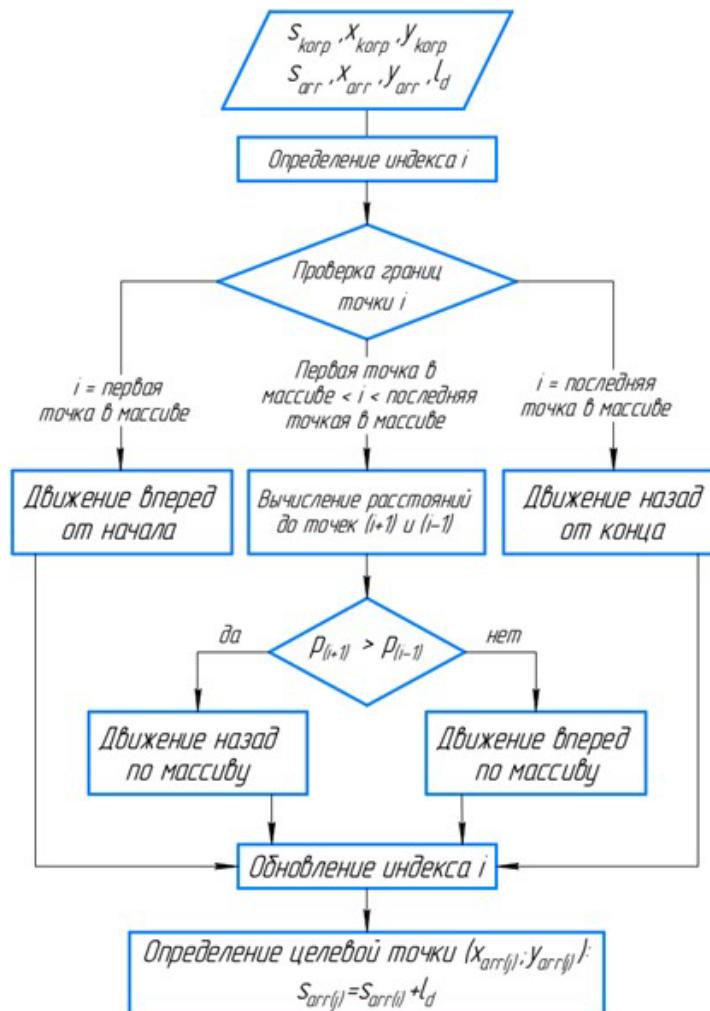


Рис.4. Блок-схема алгоритма для определения целевой точки на траектории

Таблица 1. Технические характеристики объекта исследования

Параметр	Значение
Масса корпуса машины, кг	1770
База, м	2,424
Колея, м	1,525
Вертикальная координата центра масс, м	0,746
Высота центра парусности, м	0,746
Момент инерции корпуса отн. вертикальной оси, кг · м ²	1209
Свободный радиус колеса, м	0,27
Момент инерции колеса, кг · м ²	1,822
Радиус ведущего колеса, м	0,27
Максимальный момент силовой установки, приведенный к колесу, Н · м	3749,3
Максимальная мощность двигателя, кВт	110
Максимальные обороты, об/мин	10000

Для начала проведем серию виртуальных заездов при постоянной скорости движения КМ равной 30 км/ч и при изменяющемся параметре l_d . За критерий оценки качества выполнения маневра принимается максимальное отклонение от заданной траектории. Результаты заездов с различными значениями l_d представлены на рис. 5.

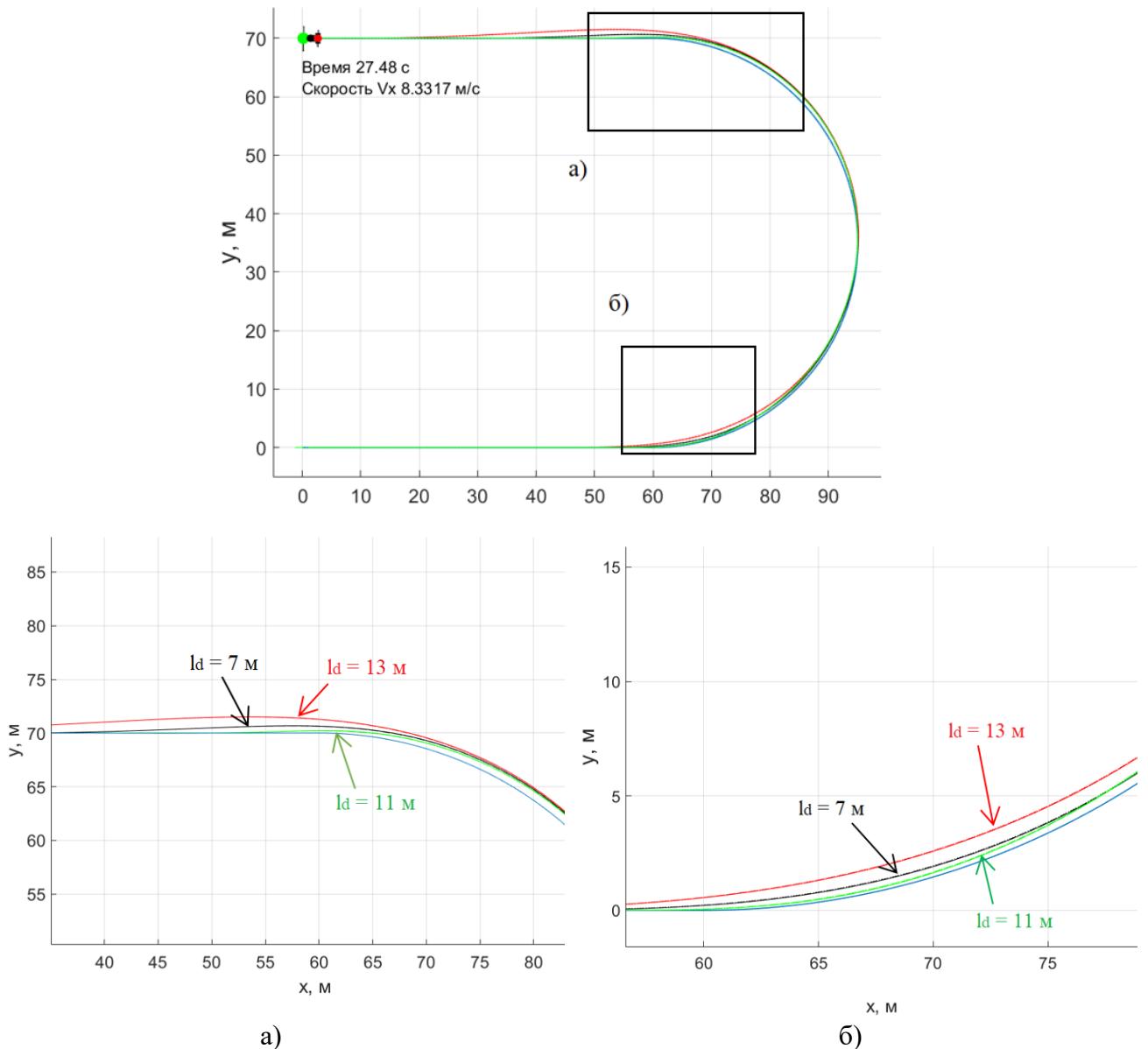


Рис.5. Результат заездов с различными значениями l_d ($l_d = 7$ м – черный, $l_d = 11$ м – зеленый, $l_d = 13$ м – красный)

На графиках видно, что наибольшая точность следования траектории КМ соответствует значению l_d равному 7 м. Таким образом, проводя серию заездов, можно подобрать для каждой скорости КМ свое значение l_d , обеспечивающее минимальное отклонение от заданной траектории (рис. 6).

Представленный график строится на основании заездов КМ, полученных на асфальтобетонном покрытии с коэффициентом сцепления $\varphi = 0,8$. Выбор данного значения обусловлен предположением об эксплуатации машины в подготовленной среде с качественным дорожным покрытием.

Также как для параметра l_d можно построить график изменения влияния скорости КМ на значение коэффициента k (рис. 7).

Параметры l_d и k оцениваются исходя от измеряемых параметров – теоретической скорости движения КМ.

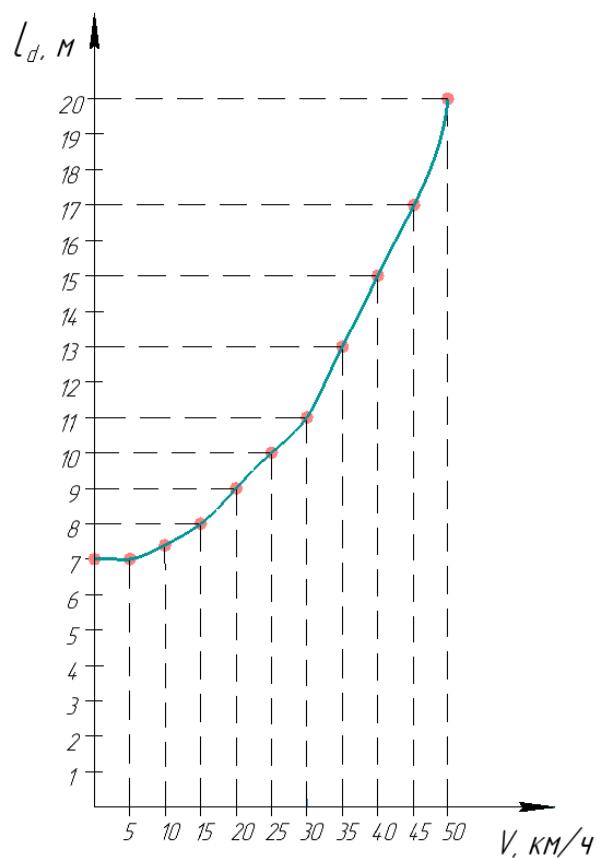


Рис.6. Зависимость параметра l_d от скорости движения КМ по опорной поверхности с коэффициентом сцепления равным $\varphi = 0,8$

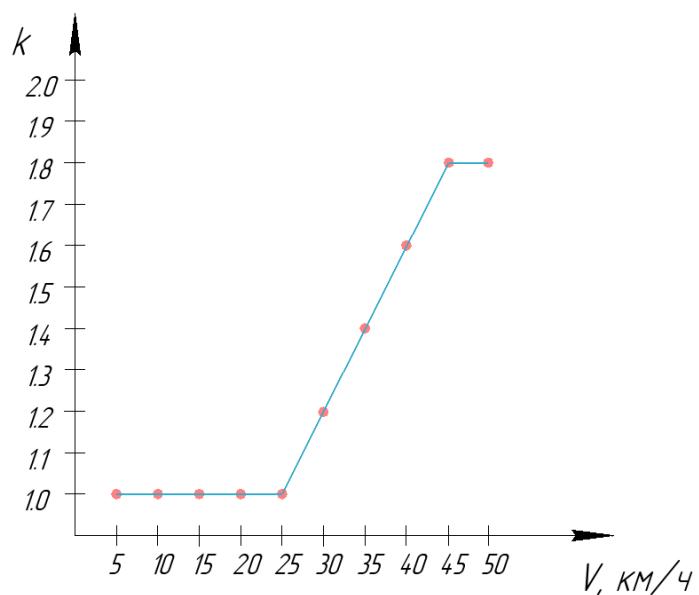


Рис.7. Зависимость коэффициента k от скорости движения КМ по опорной поверхности с коэффициентом сцепления равным $\varphi = 0,8$

Оценка эффективности алгоритма управления с переменными параметрами

Проверим эффективность разработанного алгоритма на примере движения КМ по траектории типа «змейка» (рис. 8).

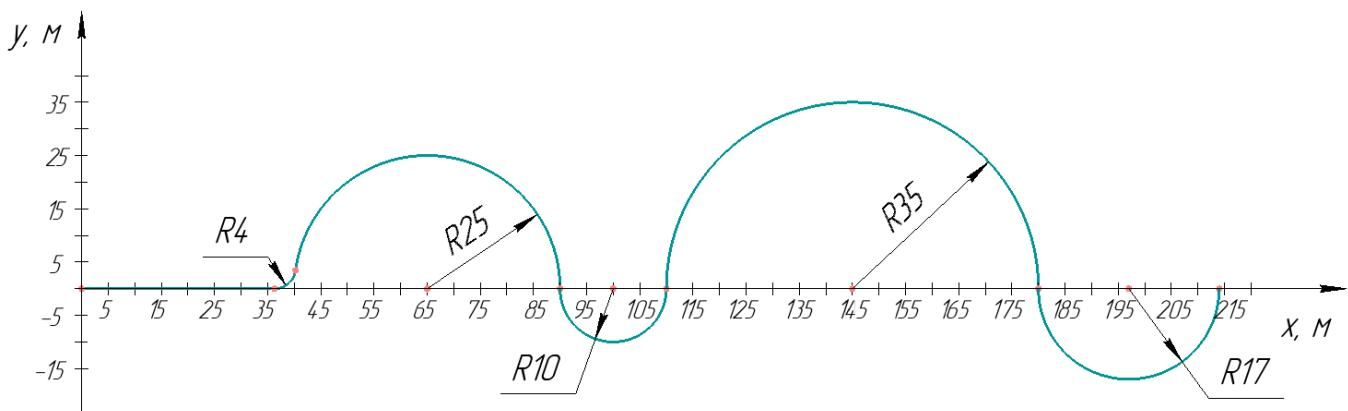


Рис.8. Траектория типа «змейка»

Зависимость поддерживаемой скорости движения по трассе выбрана, исходя из ограничения 0,5 от заносной скорости при движении в повороте (формула (5)):

$$v_{mx}^{\text{занос}} = \sqrt{R_{\text{пп}} g \varphi}, \quad (5)$$

где $R_{\text{пп}}$ – радиус кривизны траектории;

φ – коэффициент сцепления;

g – ускорение свободного падения.

Проведем сравнение движения КМ с регулятором с фиксированными параметрами, характерными для средней скорости движения КМ, и с переменными параметрами (рис. 9).

Фиксированные параметры регулятора были рассчитаны для движения на средней скорости, характерной для поворота радиусом 30 метров на ОП с коэффициентом сцепления равным 0,8. Данная скорость была принята равной половине от расчетной заносной скорости для указанных условий.

Исходя из полученных результатов можно сделать вывод о том, что при движении с переменными параметрами l_d и k максимальное отклонение от траектории снизилось на 75 %, что позволило повысить точность следования машиной заданной траектории.

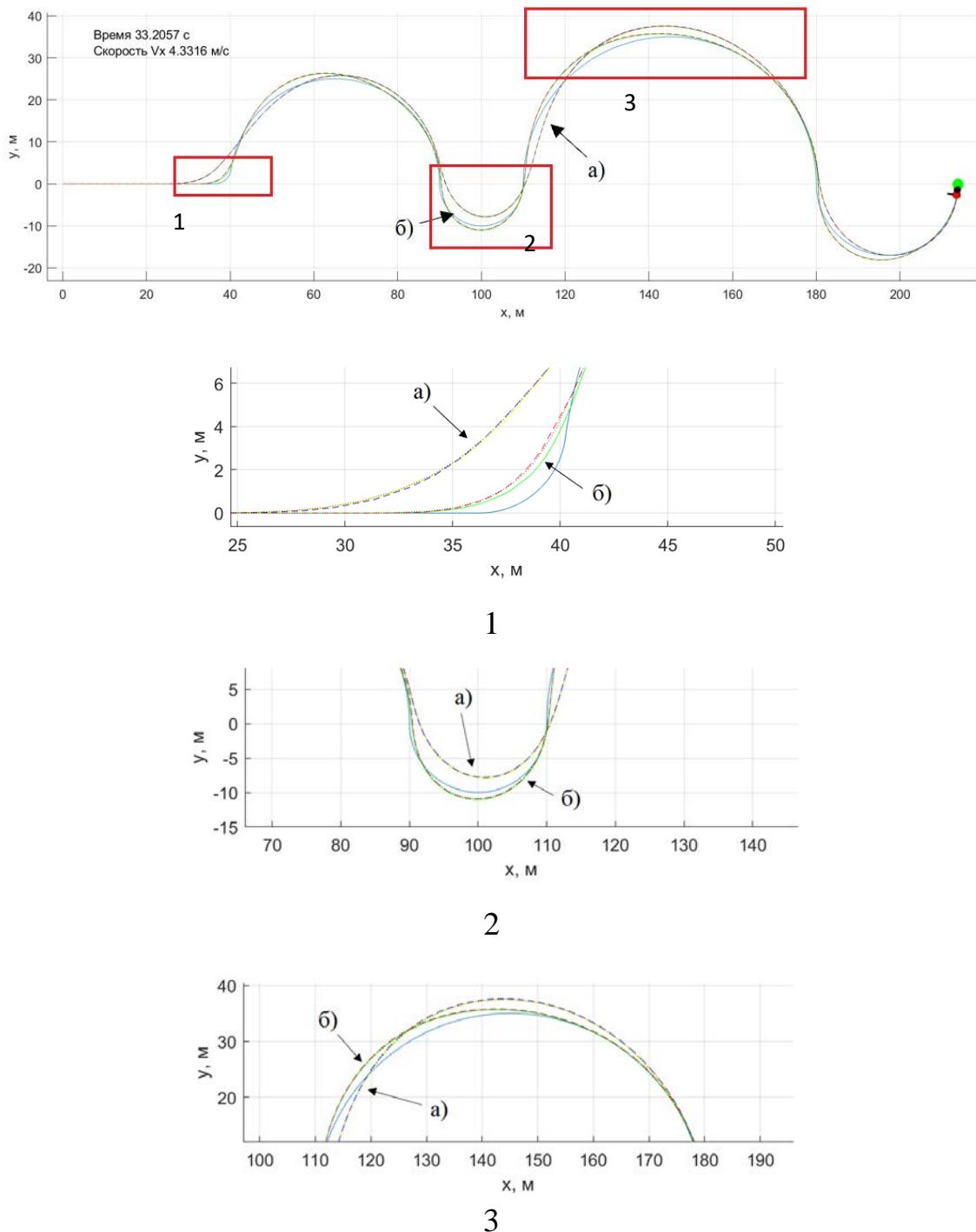


Рис.9. Траектория движения модели: а) с постоянными параметрами; б) с переменными параметрами

Заключение

В ходе исследовательской работы был усовершенствован алгоритм системы управления автоматическим движением КМ по заданной траектории, базирующийся на методе Pure Pursuit. Модификация алгоритма осуществлялась путем введения адаптивных параметров – расстояния до целевой точки l_d и корректирующего коэффициента k , зависящих от скорости движения колесной машины. Оценка эффективности улучшенного алгоритма управления проводилась по результатам виртуальных испытаний на траектории типа «змейка», которые подтвердили повышение точности следования траектории на 75 %.

Список литературы

1. Barton M. J. Controller Development and Implementation for Path Planning and Following in an Autonomous Urban Vehicle: Bachelor of Engineering (Mechatronics) – M: Australian Centre for Field Robotics, 2001. – 153 p.
 2. Thrun S., Montemerlo M., Dahlkamp H., Stavens D., Aron A., Diebel J., Fong P., Gale J., Halpenny M., Hoffmann G. Stanley: The robot that won the darpa grand challenge // Journal of field Robotics. Vol. 23. – 2006. - N 9. – P. 661–692.
 3. Hellström T., Ringdahl O. Follow the Past: a path-tracking algorithm for autonomous vehicles // International Journal of Vehicle Autonomous Systems. Vol. 4. – 2006. – P. 216-224.
 4. Coulter R. Implementation of the Pure Pursuit Path Tracking Algorithm: technical report / Coulter R. C. – Carnegie Mellon University, 1992. – 15 p.
 5. Snider J.M. Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking // Carnegie Mellon University. – 2009. – 78 p.
 6. Косицын Б.Б. Научные методы повышения подвижности боевых колесных машин путем совершенствования тормозных свойств: дис. ...докт. техн. наук: 05.05.03. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. – 280 с.
-

АВТОРЫ

Бякова Анастасия Александровна, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), аспирант, bratchina@bmstu.ru.

Бяков Константин Евгеньевич, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), кандидат технических наук, доцент, byakov@bmstu.ru.

Комиссаров Александр Игоревич, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), кандидат технических наук, доцент, komissarov@bmstu.ru

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 21 – 32

DOI:

Received: 25.09.2025
Accepted for publication: 01.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

The algorithm of the control system for the automatic movement of a wheeled vehicle along a given trajectory

Anastasia A. Byakova*,
Konstantin E. Byakov,
Aleksandr I. Komissarov

*bratchina@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
(Moscow, Russia)

The research is devoted to the development of an algorithm for controlling the automatic movement of a wheeled vehicle along a given trajectory. The object of the study is a two-axle car with an automatic motion control system along a given trajectory. The aim of the work is to increase the accuracy of the automatic movement of a wheeled vehicle along a given trajectory by developing a rational control algorithm. As a result of the research, the effectiveness of the control algorithm, which ensures the movement of a wheeled vehicle along a given trajectory, was evaluated.

Keywords: automatic movement, control algorithm, curved trajectory, pure pursuit, sensors, target point.

References

1. M. J. Controller Development and Implementation for Path Planning and Following in an Autonomous Urban Vehicle: Bachelor of Engineering (Mechatronics) – Moscow: Australian Centre for Field Robotics, 2001. – 153 p.
2. Thrun S., Montemerlo M., Dahlkamp H., Stavens D., Aron A., Diebel J., Fong P., Gale J., Halpenny M., Hoffmann G. Stanley: The robot that won the darpa grand challenge // Journal of field Robotics. Vol. 23. – 2006. - N 9. – P. 661–692.
3. Hellström T., Ringdahl O. Follow the Past: a path-tracking algorithm for autonomous vehicles // International Journal of Vehicle Autonomous Systems. Vol. 4. – 2006. – P. 216-224.
4. Coulter R. Implementation of the Pure Pursuit Path Tracking Algorithm: technical report / Coulter R. C. – Carnegie Mellon University, 1992. – 15 p.
5. Snider J.M. Automatic Steering Methods for Autonomous Automobile Path Tracking // Carnegie Mellon University. – 2009. – 78 p.
6. Kositsyn B. B. Scientific methods of increasing the mobility of wheeled combat vehicles by improving braking properties: dissertation. Technical Sciences: 05.05.03. Moscow: Bauman Moscow State Technical University. 2017. 280 p.

AUTHORS

Anastasia A. Byakova, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), postgraduate student, bratchina@bmstu.ru.

Konstantin E. Byakov, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, byakov@bmstu.ru.

Aleksandr I. Komissarov, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, komissarov@bmstu.ru

Машины и Установки

проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2025. № 3. С. 33 – 43

DOI:

Представлена в редакцию: 25.09.2025

Принята к публикации: 01.10.2025

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.331

Система динамической стабилизации двухосной колесной машины

Бякова А.А., *

Бяков К.Е.

*bratchina@bmstu.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

Работа посвящена совершенствованию системы динамической стабилизации двухосной колесной машины. В качестве объекта исследования выступает двухосный автомобиль с системой динамической стабилизации. Целью работы является повышение управляемости и устойчивости машины за счет применения разработанного алгоритма системы динамической стабилизации. Разработана модель движения автомобиля, пригодная для исследования системы динамической стабилизации. Подобраны коэффициенты ПИД-регулятора. Проведена оценка эффективности работы алгоритма работы системы динамической стабилизации, обеспечивающего повышение устойчивости и управляемости двухосной колесной машины.

Ключевые слова: устойчивость, управляемость, динамическая стабилизация, sine with dwell, переходный процесс, алгоритм управления.

Введение

Современный автомобиль представляет собой комплекс механических и электронных компонентов, которые призваны помочь водителю в решении разного рода задач, возникающих в процессе движения. Система динамической стабилизации (СДС) является одним из таких компонентов.

Основным назначением систем активной безопасности транспортного средства (ТС) является сохранение устойчивого и управляемого движения машины в экстремальных ситуациях. СДС призвана помочь водителю в сложных дорожных ситуациях, ее назначение — уменьшать риск возникновения дорожно-транспортных происшествий или угроз здоровью и жизни людей из-за потери устойчивости движения. Особую актуальность эти системы приобретают в условиях постоянного роста средних скоростей движения, что сокращает время на принятие решений и увеличивает риски.

В настоящее время для стабилизации движения колесной машины (КМ) применяются следующие основные подходы.

1. Изменение крутящего момента, подводимого к ведущим колесам. Благодаря распределению тягового усилия на все колеса автомобиля удается создать стабилизирующий момент, препятствующий потере устойчивости ТС [1, 2, 3].

Недостатком подобного подхода является сложность узлов трансмиссии, обеспечивающих такую возможность. В случае моноприводных машин или машин с классической полностью дифференциальной трансмиссией создание стабилизирующего момента возможно путем подтормаживания колес автомобиля [2].

2. Введение автоматического корректирующего изменения угла поворота управляемых колес (подруливания) [4, 5]. В этом случае система активного рулевого управления формирует итоговый угол поворота рулевого колеса как сумму управляющего воздействия водителя и корректирующего компонента системы.

Однако вмешательство данного подхода в управление транспортным средством на дорогах общего пользования является небезопасным. Система может неправильно реагировать на дорожные условия и стать причиной аварийных ситуаций.

В рамках данного исследования применяется подход, основанный на подтормаживании колес автомобиля. Данное направление представляется особенно актуальным, поскольку оно обеспечивает эффективную стабилизацию движения без непосредственного вмешательства в систему рулевого управления, что повышает безопасность движения КМ.

Способы оценки управляемости и эффективности работы системы динамической стабилизации

В Российской Федерации требования к управляемости и устойчивости ТС регламентируются национальным нормативным документом ГОСТ 31507-2012 [6]. За рубежом аналогичные требования устанавливаются международными стандартами (ISO 19365:2016 [7]) и директивами ЕЭК ООН. Анализ указанных нормативных документов позволяет сформировать комплекс испытаний, направленных на оценку характеристик управляемости автомобиля при моделировании.

1. В ходе маневра «рывок руля» оценивается переходный процесс входа колесной машины (КМ) в поворот после быстрого поворота рулевого колеса ($\omega_{\text{рул}} \geq 7 \text{ рад/с}$, где $\omega_{\text{рул}}$ – угловая скорость рулевого колеса) при различных установившихся значениях угла поворота рулевого колеса $\alpha_{\text{рул}} = \text{const}$ и скорости движения КМ $V_{\text{мх}} = \text{const}$, соответствующих боковому ускорению $a_{\text{my}} = 4 \text{ м/с}^2$. Первый испытательный заезд выполняют при угле поворота рулевого колеса, соответствующему боковому ускорению $a_{\text{my}} = 1 \dots 1,5 \text{ м/с}^2$. Угол поворота $\alpha_{\text{рул}}$ в каждом последующем заезде увеличивают ступенчато до достижения бокового ускорения $a_{\text{my}} \geq 4,5 \text{ м/с}^2$ для ТС категории М₁. Предельное боковое ускорение a_{my} должно быть ограничено по условию сцепления колес ($a_{\text{my}} = \varphi g$, где φ – коэффициент сцепления) и предотвращение их отрыва от опорной поверхности. Скорость КМ должна составлять $80 \pm 3 \text{ км/ч}$ для категории М₁.

Зависимость изменения относительной угловой скорости $\omega_{\text{мz}}/\omega_{\text{мz уст}} = f(t)$ характеризует управляемость КМ [8].

2. Согласно UN/ECE Regulation No.13-H в испытании «Sine with dwell» («Синус с задержкой») проводятся серии заездов с использованием схемы рулевого управления в виде синусоидальной волны частотой 0,7 Гц с задержкой 500 мс, начинающейся со второй максимальной амплитуды (рис. 1) [9]. Движение КМ осуществляется на скорости $80 \pm 2 \text{ км/ч}$. Поворот рулевого колеса происходит с угловой скоростью $13,5^\circ/\text{с}$ до достижения максимального значения бокового ускорения $a_{\text{my}} = 0,5g$. Амплитуда поворота при последнем проходе не должна превышать 300 градусов.

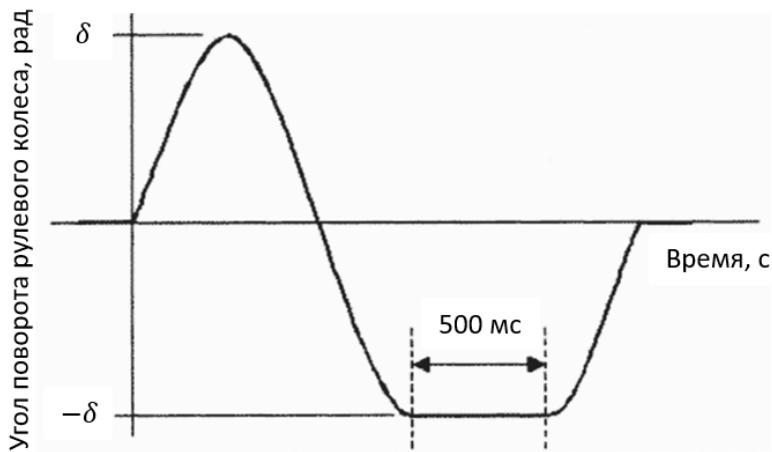


Рис.1. Характеристика угла поворота рулевого колеса испытания «Sine with dwell»

Успех или неудача каждого теста зависят от состояния автомобиля в конкретный момент времени относительно начала рулевого управления.

Преимущество испытания «Sine with dwell» заключается в том, что заезды могут проводиться без участия водителя, что исключает человеческий фактор для получения результатов заездов.

Математическая модель работы системы динамической стабилизации

Для реализации стабилизирующего момента путём подтормаживания отдельного колеса КМ необходимо определить, какое именно колесо требуется затормозить. Для этого необходимо оценить поворачиваемость машины, что возможно при помощи сравнения двух параметров: фактической угловой скорости ω_z , измеряемой с помощью датчика угловых скоростей, и теоретической угловой скорости ω_t КМ, определяемой по формуле (1):

$$\omega_t = \frac{V_t}{R_t}, \quad (1)$$

где V_t – теоретическая линейная скорость КМ;

R_t – радиус поворота КМ.

Теоретическая линейная скорость КМ вычисляется по формуле (2):

$$V_t = \frac{\sum \omega_k \cdot r_{kcb}}{n}, \quad (2)$$

где ω_k – угловая скорость колеса;

r_{kcb} – радиус качения колеса без скольжения (в свободном режиме);

n – количество колес КМ.

Радиус поворота КМ вычисляется по формуле (3):

$$R_t = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha)}, \quad (3)$$

где L – база КМ;

α – угол поворота условного колеса, расположенного в центре передней оси машины (определяется через угол поворота рулевого колеса с помощью передаточного отношения рулевого механизма).

Если $\omega_z > \omega_t$, то наблюдается избыточная поворачиваемость КМ и создать стабилизирующий момент возможно путем подтормаживания переднего внешнего колеса.

Если $\omega_t > \omega_z$ – недостаточная поворачиваемость и момент сопротивления повороту реализуется при помощи задней оси, торможением заднего внутреннего колеса.

Определить направление поворота КМ возможно по знаку ω_z : если $\omega_z > 0$, то машина поворачивает налево, если $\omega_z < 0$ – наоборот.

Таким образом, в случае отклонения КМ от нейтральной поворачиваемости система определяет направление поворота КМ, а далее сравнивает угловые скорости ω_z и ω_t , после чего определяет колесо, которое необходимо затормозить.

Определение «зоны нечувствительности» ПИД-регулятора

При слабо выраженной избыточной или недостаточной поворачиваемости вмешательство СДС в управление КМ не требуется. В связи с этим вводится «зона нечувствительности» регулятора, определяющая порог его срабатывания при отклонениях от нейтральной поворачиваемости на критическую величину ω_z в условиях нештатных маневров.

Для этого проведем виртуальный заезд КМ с характеристиками, указанными в табл. 1 при постоянном угле поворота рулевого колеса равном 5 градусам. Виртуальные испытания проводились с использованием математической модели динамики КМ, реализованной в программной среде Matlab Simulink и основанной на уравнениях движения, представленных в работе [10].

Таблица 1. Технические характеристики объекта исследования

Параметр	Значение
Масса корпуса машины, кг	1770
База, м	2,424
Колея, м	1,525
Вертикальная координата центра масс, м	0,746
Высота центра парусности, м	0,746
Момент инерции корпуса отн. вертикальной оси, кг · м ²	1209
Свободный радиус колеса, м	0,27
Момент инерции колеса, кг · м ²	1,822
Радиус ведущего колеса, м	0,27
Максимальный момент силовой установки, приведенный к колесу, Н · м	3749,3
Максимальная мощность двигателя, кВт	110
Максимальные обороты двигателя, об/мин	10000

Зависимость поддерживаемой скорости движения по трассе выбрана исходя из ограничения 0,3 от заносной скорости $v_{mx}^{\text{занос}}$ при движении в повороте радиусом R_p (формула (4)):

$$v_{mx}^{\text{занос}} = \sqrt{R_p g \varphi}. \quad (4)$$

Значение поддерживаемой скорости движения ($0,3 \cdot v_{mx}^{\text{занос}}$) выбрано из расчета, что данная скорость является граничной для осуществления «комфортного» движения (когда водитель самостоятельно управляет машиной, и вмешательство СДС не требуется). Регулятор включается в работу тогда, когда отклонение ω_z от ω_t выходит за рамки допустимого.

В процессе заезда отслеживается величина отклонения ω_z от ω_t (рис. 2). По графику видно, что в определенный момент времени разница угловых скоростей принимает

постоянное значение равное 0,0026. Пока отклонение ω_z от ω_t , не превышает указанную величину, водитель сам контролирует управление машиной, и вмешательство СДС не требуется. При превышении этого значения регулятор СДС должен включится в работу.

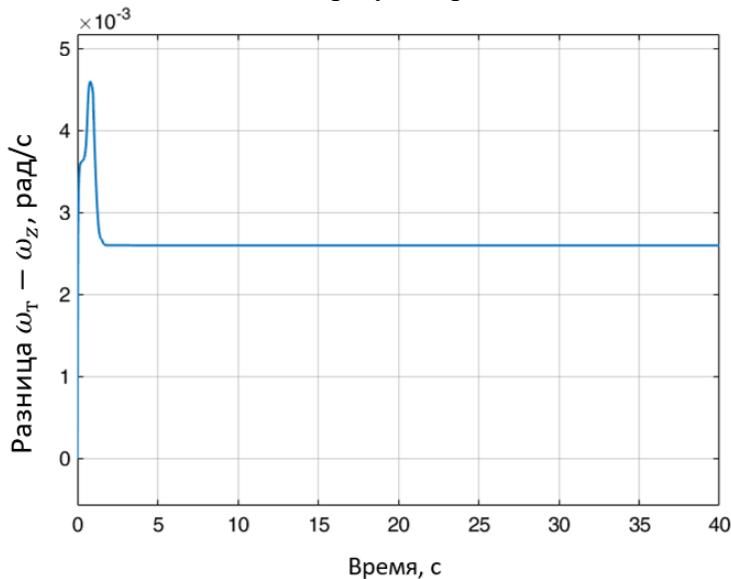


Рис.2. Характеристика разницы угловых скоростей ω_t и ω_z

Для обеспечения высокого быстродействия работы СДС необходимо правильно подобрать коэффициенты ПИД-регулятора (пропорционально-интегрально-дифференциальный регулятор). Подбор данных коэффициентов возможен при испытании «рывок руля» согласно ГОСТ Р 52302—2004 [6].

Первые 3 секунды КМ разгоняется до значения 0,6 от заносной скорости при радиусе поворота $R_{\text{пп}} = 33$ м. Скорость при этом подбирается из условия обеспечения поперечного ускорения $a_{\text{my}} = 4,5 \text{ м/с}^2$ в соответствии с ГОСТ Р 52302—2004 [6]. После разгона КМ происходит быстрый поворот рулевого колеса со скоростью $\omega_{\text{рул}} = 7 \text{ рад/с}$.

Настройка коэффициентов осуществляется таким образом, чтобы регулятор поддерживал значение $\omega_t - \omega_z$ (рис. 3) на заданном уровне при минимальной длительности переходного процесса.

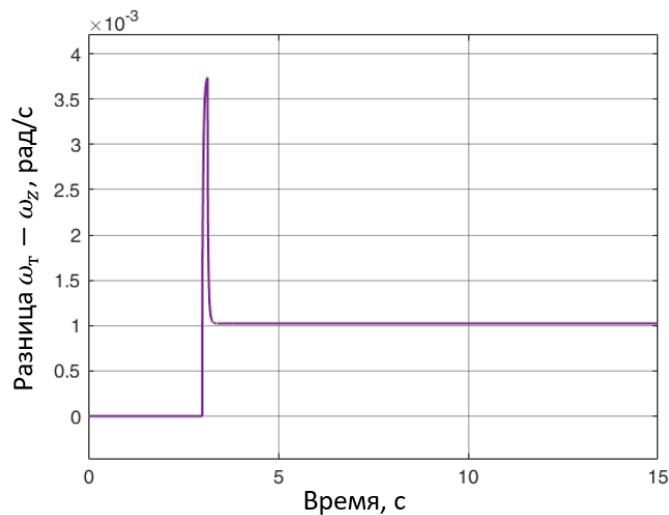


Рис.3. Характеристика разницы угловых скоростей ω_t и ω_z при испытании «рывок руля»

После выполнения серии заездов были подобраны следующие значения ПИД-регулятора коэффициентов: $k_{\text{п}} = 50$, $k_{\text{и}} = 5$, $k_{\text{д}} = 1$.

Оценка эффективности работы алгоритма системы динамической стабилизации

Для оценки эффективности разрабатываемого алгоритма рассмотрим движение переднеприводной КМ по окружности радиусом $R_{\text{п}} = 28,58$ м, соответствующему углу поворота рулевого колеса 5 градусов. Коэффициент сцепления равен 0,8. В начале движения скорость КМ равна 5 км/ч. В течение 200 с машина плавно увеличивает скорость до значения $0,9 \cdot v_{\text{макс}}^{\text{занос}}$.

Проведем сравнение полученных результатов движения КМ с регулятором СДС и без него (рис. 4).

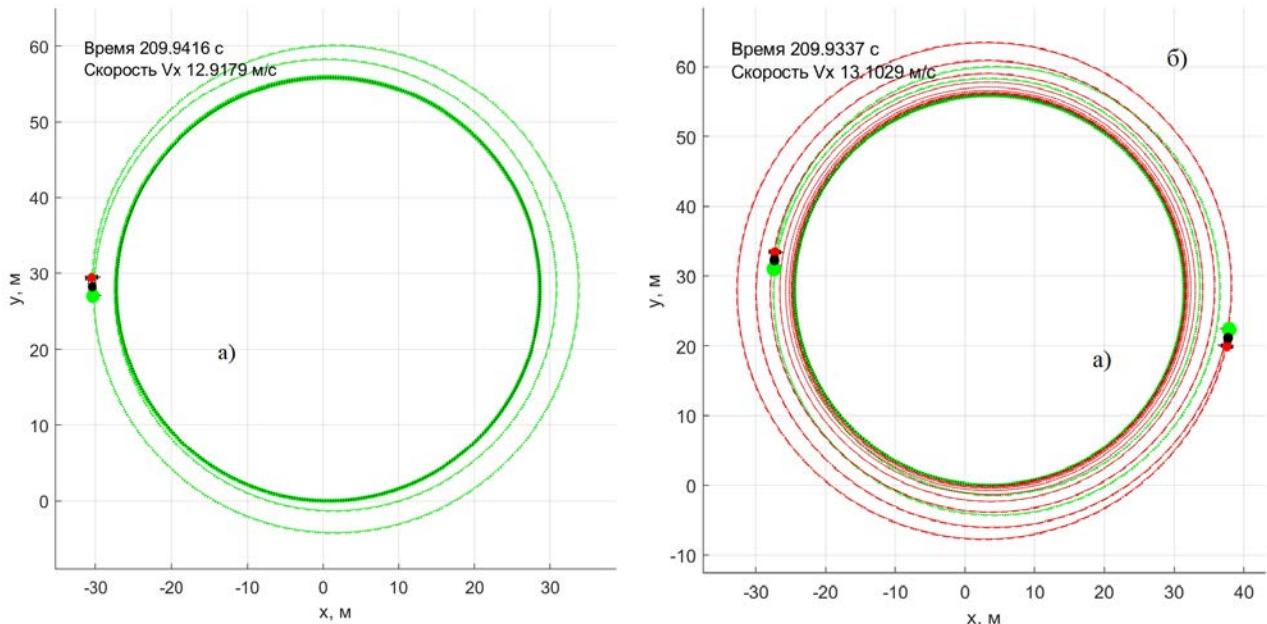


Рис.4. Траектория движения переднеприводной КМ: а) – с системой динамической стабилизации; б) – без системы динамической стабилизации.

По траектории движения видно, что большую часть времени регулятор поддерживает соответствие фактического радиуса поворота теоретическому в определенном диапазоне. После определенного момента времени регулятор перестает поддерживать заданный радиус, т.к. срабатывает ABS, вследствие чего СДС уже не может настолько сильно затормаживать колесо (рис. 5).

Проверим эффективность разработанной системы на испытании «Sine with dwell». Первые 5 с водитель разгоняется до скорости $V_x = 80$ км/ч на опорной поверхности с коэффициентом сцепления 0,8.

Угол поворота рулевого колеса в испытании изменяется по синусоидальному закону (рис. 1) с частотой 0,7 Гц (формула (5)):

$$\alpha_{\text{рул}} = A \cdot \sin(\omega_{\text{рул}} t), \quad (5)$$

где A – амплитуда поворота;

$\omega_{\text{рул}}$ – угловая скорость рулевого колеса;

t – время.

Значение амплитуды A возьмем максимальное для данного испытания – 300 градусов [9]. Предполагается, что суммарный угол поворота колес от левого крайнего положения руля до

правого составляет 80° , что соответствует трем оборотам рулевого колеса. Таким образом, можно получить амплитуду угла поворота условного колеса, расположенного в центре передней оси машины в соответствии с нормативным документом [9] (формула (6)):

$$\frac{300^\circ \times 80^\circ}{1080^\circ} \approx 22^\circ. \quad (6)$$

При достижении момента времени $t = 3/(4\nu)$ происходит задержка руля на 500 мс. Графики изменения угловой скорости рысканья, полученные при моделировании, показаны на рис. 6.

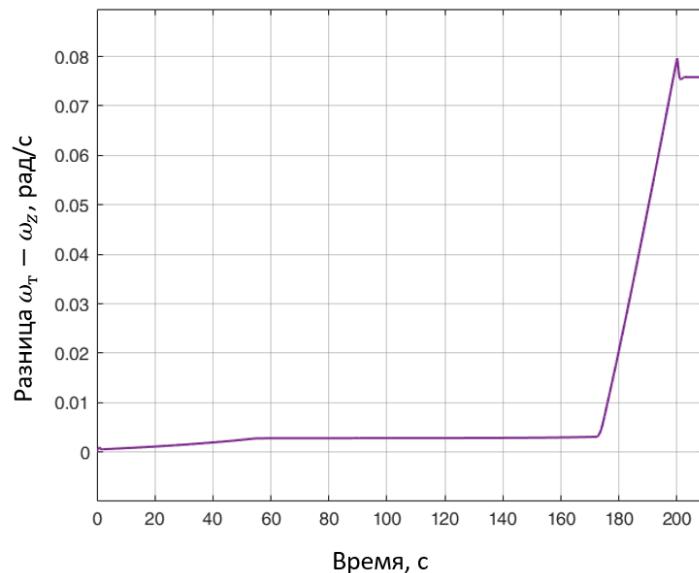


Рис.5. Характеристика разницы угловых скоростей ω_t и ω_z при срабатывании ABS

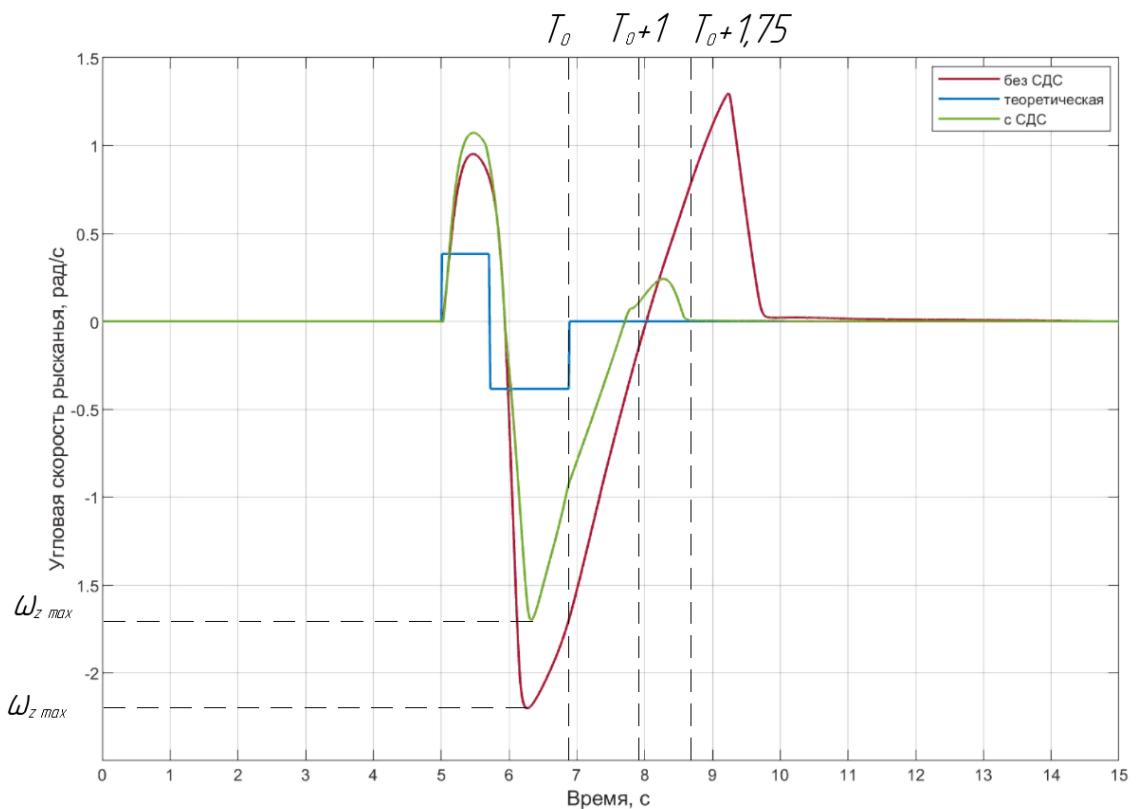


Рис.6. Графики изменения угловой скорости рысканья

Анализ результатов заездов проводим на основании UN/ECE Regulation No.13-H (формула (7)) [9]:

$$\frac{\omega_z(T_0 + 1)}{\omega_{z \max}} \cdot 100 \% < 35 \% \quad (7)$$
$$\frac{\omega_z(T_0 + 1,75)}{\omega_{z \max}} \cdot 100 \% < 20 \%.$$

Результаты испытания КМ с системой динамической стабилизации:

$$\frac{0,1137}{1,6995} \cdot 100 \% \approx 6 \% < 35 \%$$
$$\frac{0,0204}{1,6995} \cdot 100 \% \approx 1 \% < 20 \%.$$

Данный заезд показывает, что автомобиль при наличии разработанного алгоритма СДС сохраняет устойчивость и управляемость, а его траектория ближе к теоретическим зависимостям.

Результаты испытания КМ без системы динамической стабилизации:

$$\frac{0,1299}{2,2018} \cdot 100 \% \approx 5 \% < 35 \%$$
$$\frac{0,7800}{2,2018} \cdot 100 \% \approx 35 \% > 20 \%.$$

КМ без системы динамической стабилизации не прошла испытание.

Таким образом, основываясь на результатах испытаний «Sine with dwell» можно сделать вывод о том, что КМ с разработанной СДС ведет себя более предсказуемо и точно в экстремальных режимах движения по сравнению с колесной машиной без СДС.

Заключение

В ходе исследования был разработан алгоритм работы СДС двухосной КМ. Была проведена настройка ПИД-регулятора системы на испытании «рывок руля». Проверка настроенных параметров проводилась при движении переднеприводной КМ по окружности с заданным радиусом и постепенно увеличивающейся скоростью.

Оценка эффективности алгоритма работы СДС проводилась по результатам виртуальных испытаний «Sine with dwell». Результаты заезда показали, что переднеприводная КМ с разработанной системой динамической стабилизации проходит испытания в отличии от автомобиля, не оснащенного указанной системой: отношение мгновенной скорости рыскания через 1 секунду после остановки рулевого управления и пиковой скорости составляет 19 %, а отношение мгновенной скорости рыскания через 1,75 с после остановки рулевого управления и пиковой скорости составляет 13 %. Разработанная система стабилизации позволяет приблизиться к нейтральной поворачиваемости в экстремальных режимах движения, тем самым повышая устойчивость и управляемость КМ.

Список литературы

1. Osborn R.P., Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
 2. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI
 3. Жилейкин М.М. Алгоритм работы системы динамической стабилизации для заднеприводного двухосного автомобиля. Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015, № 9.
 4. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. Proceedings of the American Control Conference, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
 5. Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project. Sweden, 2004. URL: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (дата обращения 1 октября 2017).
 6. ГОСТ 31507-2012. Управляемость и устойчивость. Технические требования Методы испытаний, 2004, 31 с.
 7. ISO 19365:2016 «Passenger cars — Validation of vehicle dynamic simulation — Sine with dwell stability control testing».
 8. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
 9. UN/ECE Regulation No.13-H «Uniform provisions concerning approval of passenger cars with regard to braking».
 10. Косицын Б.Б. Научные методы повышения подвижности боевых колесных машин путем совершенствования тормозных свойств; дис. ...докт. техн. наук: 05.05.03. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2017. 280 с.
-

АВТОРЫ

Бякова Анастасия Александровна, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), аспирант, bratchina@bmstu.ru.

Бяков Константин Евгеньевич, кафедра «Многоцелевые гусеничные машины и мобильные роботы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1), кандидат технических наук, доцент, byakov@bmstu.ru.

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 33 – 43

DOI:

Received: 25.09.2025
Accepted for publication: 01.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

Dynamic stabilization system for a two-axle wheeled vehicle

Anastasia A. Byakova*,
Konstantin E. Byakov

*bratchina@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
(Moscow, Russia)

The research is devoted to the development of a dynamic stabilization system for a two-axle wheeled vehicle. The object of the study is a two-axle car with a dynamic stabilization system. The aim of the work is to increase the controllability and stability of the car through the application of the developed algorithm of the dynamic stabilization system. A vehicle motion model has been developed that is suitable for studying the dynamic stabilization system. The coefficients of the PID controller are selected. The efficiency of the algorithm of the dynamic stabilization system, which provides increased stability and controllability of a two-axle wheeled vehicle, has been evaluated.

Keywords: stability, controllability, dynamic stabilization, sine with dwell, transition process, control algorithm.

References

1. Osborn R.P., Shim T. Independent Control of All-Wheel-Drive Torque Distribution. SAE paper number 2004-01-2052, 2004.
2. Karogal I., Ayalew B. Independent Torque Distribution Strategies for Vehicle Stability Control, in World Congress of the Society of Automotive Engineers. 2009, SAE, Inc.: Detroit, MI
3. Zhileikin M.M. The algorithm of the dynamic stabilization system for a rear-wheel drive two-axle car. Science and education. Bauman Moscow State Technical University, 2015, No. 9.
4. Mammar S., Baghdassarian V.B. Two-degree-of-freedom formulation of vehicle handling improvement by active steering. Proceedings of the American Control Conference, 2000, vol. 1, pp. 105–109.
5. Rodrigues A.O. Evaluation of an active steering system. Master's degree project. Sweden, 2004. URL: http://people.kth.se/~kallej/grad_students/rodriguez_orozco_thesis04.pdf (accessed October 1, 2017).
6. GOST 31507-2012. Controllability and stability. Technical Requirements and Test Methods, 2004, 31 p.
7. ISO 19365:2016 "Passenger cars — Validation of vehicle dynamic simulation — Sine with dwell stability control testing".

8. Larin V.V. Theory of motion of four-wheel drive wheeled vehicles. Moscow: Publishing House of Bauman Moscow State Technical University, 2010. 391 p.
 9. UN/ECE Regulation No.13-H "Uniform provisions concerning approval of passenger cars with regard to braking".
 10. Kositsyn B.B. Scientific methods of increasing the mobility of combat wheeled vehicles by improving braking properties: dissertation. Technical Sciences: 05.05.03. Moscow: Bauman Moscow State Technical University. 2017. 280 p.
-

AUTHORS

Anastasia A. Byakova, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots, Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), postgraduate student, bratchina@bmstu.ru.

Konstantin E. Byakov, Department of Multipurpose Tracked Vehicles and Mobile Robots Bauman Moscow State Technical University, (5, 2nd Baumanskaya St., Moscow, 105005 1), Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, byakov@bmstu.ru.

Машины и Установки

проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2025. № 3. С. 44 – 60

DOI:

Представлена в редакцию: 05.09.2025
Принята к публикации: 22.09.2025
© МОО «Стратегия объединения»

УДК 629.331

Исследование топливной экономичности легкового автомобиля в различных стилях вождения в условиях городского движения

**Чечулин А.И.,
Шаболин М.Л.*
Сафонов Б.А.**

* shabolin@bmstu.ru
МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

В статье приводятся результаты сравнительного исследования расхода топлива при реальной эксплуатации автомобиля по городскому маршруту при движении в спокойном и агрессивном стиле вождения. Приведена разработанная математическая модель прямолинейного движения автомобиля и результаты моделирования на основе данных, собранных при реальной эксплуатации. Разработанная модель снабжена ограничителем ускорений и замедлений так, чтобы итоговые ускорения не превышали по модулю 1,5 м/с². Проведено сравнение расхода топлива при реальной эксплуатации автомобиля, при моделировании на основе собранных данных и при моделировании с ограничением ускорения.

Ключевые слова: топливная экономичность, легковой автомобиль, стиль вождения, городской режим движения, расход топлива, телематика.

Введение

В условиях растущего внимания к вопросам экологической безопасности и экономии ресурсов, исследование топливной экономичности автомобилей становится все более актуальным. Снижение расхода топлива позволяет не только сократить эксплуатационные расходы, но и уменьшить выбросы вредных веществ в атмосферу, что способствует улучшению экологической ситуации.

Для достижения поставленной цели были рассмотрены научные работы в области способов повышения топливной экономичности, что позволило выявить основные тенденции и подходы к исследованию данной проблематики. В рамках работы была разработана математическая модель движения, что обеспечило возможность сравнения затраченной в ходе каждой из поездок энергии. Кроме того, был проведен сбор и анализ данных при реальной эксплуатации легкового автомобиля.

Одним из основных факторов, влияющих на топливную экономичность, определен рациональный выбор стиля вождения. Для того, чтобы водитель мог рационально выбирать стиль вождения в той или иной ситуации на дороге, ему необходимо обладать достаточной квалификацией и опытом. В работе [1] авторы посвящают основную часть работы оценке мастерства водителя. Авторы предлагают математическую модель, которая по ряду вводимых критерииев будет сравнивать качество навыков вождения водителя с так называемым «идеальным» водителем.

Авторы предлагают при тестировании водителей транспортных средств вводить оценку по данной модели и на ее основании подбирать персональный план обучения. К основным критериям оценки авторы относят следующие:

- 1) эффективный пуск двигателя, без продолжительной работы стартера;
- 2) трогание и начало движения (без работы на холостом ходу, без задержек, интенсивно, но без пробуксовки);
- 3) эффективный разгон автомобиля с поддержанием оптимальной частоты вращения коленчатого вала;
- 4) движение с постоянной скоростью, без необоснованных разгонов и торможений;
- 5) поддержка оптимальной частоты вращения коленчатого вала;
- 6) максимум движения на высшей передаче;
- 7) минимум движения на промежуточных передачах;
- 8) умение при переключении передач не допускать выхода из оптимального диапазона частоты вращения коленчатого вала;
- 9) при необходимости повышения скорости - выбор ускорения в пределах 0,9-1,5 м/с²;
- 10) при необходимости снижения скорости выбор замедления в пределах 1,1-1,4 м/с²;
- 11) отсутствие необоснованных перестроений и маневров во время движения;
- 12) скорость движения, не превышающая верхнего оптимального предела 90-110 км/ч;
- 13) максимальное использование торможения двигателем для снижения скорости, без применения рабочего тормоза;
- 14) рациональное преодоление подъёмов (с разгона, без переключения передач);
- 15) рациональное преодоление спусков (например, накатом, при необходимости применяя торможение двигателем на пониженной передаче);
- 16) ограничение до минимума работы двигателя в режиме холостого хода на стоянках.

Авторы утверждают, что рациональное, с точки зрения топливной экономичности, движение (мастерство водителя), может обеспечивать до 25% экономии.

Расход топлива при реальной эксплуатации легкового автомобиля на различных режимах движения по заданному маршруту

Для анализа топливной экономичности были проведены два экспериментальных заезда на различных режимах движения по заданному маршруту.

Так как современные легковые автомобили предлагают водителю выбрать режим движения, меняющий алгоритм работы КП, скорость отклика рулевого управления и реакцию на нажатие педали газа, самостоятельно, оба заезда были проведены в одном режиме: «Спорт». Данный режим позволил сохранить за водителем выбор плавности набора скорости. Передачи КП переключались в автоматическом режиме.

Требования к режимам движения

В ранее проведенном исследовании [2], в качестве режимов движения задавался стиль вождения: спокойный и агрессивный. Спокойный стиль вождения характеризуется движением с плавными ускорениями и торможениями и движением со скоростью потока машин. Агрессивный стиль характеризуется резкими ускорениями и торможениями, попытками успеть на догорающий сигнал светофора, частой сменой полос движения.

Из результатов работы мы знаем, что спокойный стиль вождения является более экономичным в сравнении с агрессивным. В приведенной работе при движении в спокойном стиле вождения часовой расход топлива составил 3,2 л/час при времени прохождения маршрута 41 минута 36 секунд. В то время, как при движении в агрессивном стиле расход составил 4,3 л/час, а время прохождения 38 минут 36 секунд.

В связи с этим для оценки топливной экономичности в данной работе зададимся приведенными стилями вождения, как примерами экономичного и не экономичного движения.

При формировании требований к водителю, в каждом из заездов, были введены ограничения:

Первый заезд (агрессивный стиль вождения):

- 1) преодолеть маршрут как можно быстрее, не нарушая ПДД;
- 2) при возможности менять полосу движения на более свободную;
- 3) при возможности успевать проехать на догорающий сигнал светофора.

Второй заезд (спокойный стиль вождения):

- 1) использовать движение накатом, когда это возможно;
- 2) минимизировать случаи экстренного торможения;
- 3) при необходимости повышения скорости задавать ускорения в диапазоне от 0,9 до 1,5 м/с²;
- 4) при необходимости снижения скорости задавать замедление в пределах 1,1-1,4 м/с²;
- 5) избегать необоснованных перестроений и маневров во время движения;
- 6) при возможности полагаться на торможение двигателем для снижения скорости без применения рабочего тормоза.

Сбор данных

В исследовании сбор данных проходил на автомобиле, оснащенном блоком телематики, который позволяет фиксировать скорость движения и количество поступившего в систему впрыска топлива с интервалом в 1 секунду. Блок телематики через CAN-шину получает данные о количестве поступившего воздуха и сравнивает его с заданным коэффициентом избытка воздуха. На основании полученных данных формируется значение поступившего количества топлива в 1/1 000 000 доле литра. Эти значения отправляются в облачное хранилище и могут быть получены при формировании отчета.

После проведения экспериментальных заездов был сформирован отчет со значениями, записанными блоком телематики во время поездки.

Помимо этого, в ходе прохождения маршрута к автомобилю был подключен диагностический сканер, что позволило записать номер включенной передачи в соответствующую секунду движения.

Для дальнейшей оценки силы, затраченной на преодоление силы тяжести, также были записаны значения координаты положения и высоты над уровнем моря в каждую из секунд движения транспортного средства.

Экспериментальные заезды

Два экспериментальных заезда проводились по одному заданному маршруту протяженностью 12,5 км. Маршрут был выбран таким образом, чтобы включать в себя дорожные условия городского движения: городские улицы с частыми остановками и ускорениями (рисунок 1). На рисунке также приведены участки с разгонами, замедлениями и ускорениями, по модулю превышающими $1,5 \text{ м/с}^2$, применяемые в ходе движения по маршруту для спокойного и агрессивного режимов движения. Ускорения оценивались ретроспективно, на основании полученных данных о скорости в каждую секунду каждого из заездов.

Во время прохождения маршрута температура окружающей среды составляла около 7°C ; скорость ветра 2 м/с; атмосферное давление 739 мм. рт. ст; влажность 47 %.

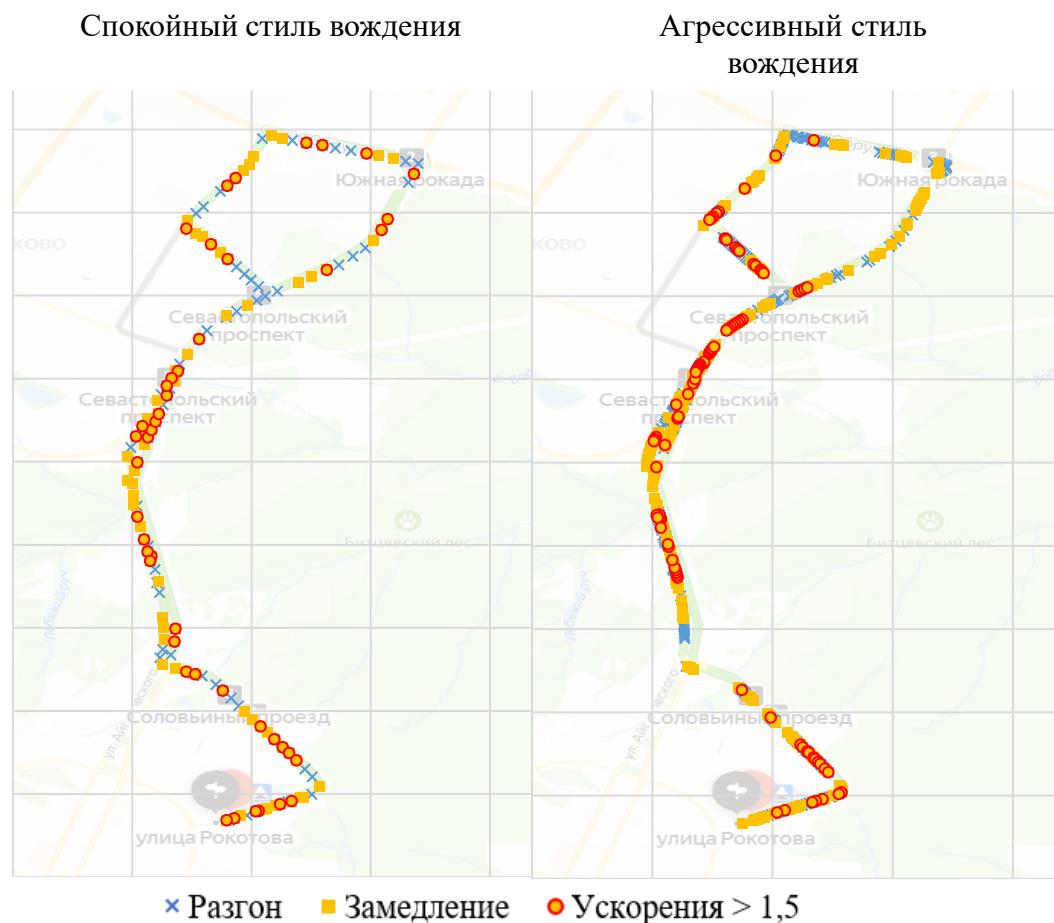


Рис. 1. Маршрут движения в экспериментальных заездах

В таблице 1 приведена характеристика каждой из поездок.

Таблица 1. Характеристика поездок

Стиль вождения	Количество разгонов	Количество замедлений	Ускорения $> 1,5 \text{ м/с}^2$
Спокойный	71	66	45
Агрессивный	188	224	87

Также были зафиксированы значения скорости, координаты, высоты над уровнем моря и номера включённой передачи. Зависимости скорости и ускорений от времени в спокойном и агрессивном режимах приведены на рисунках 2 и 3.

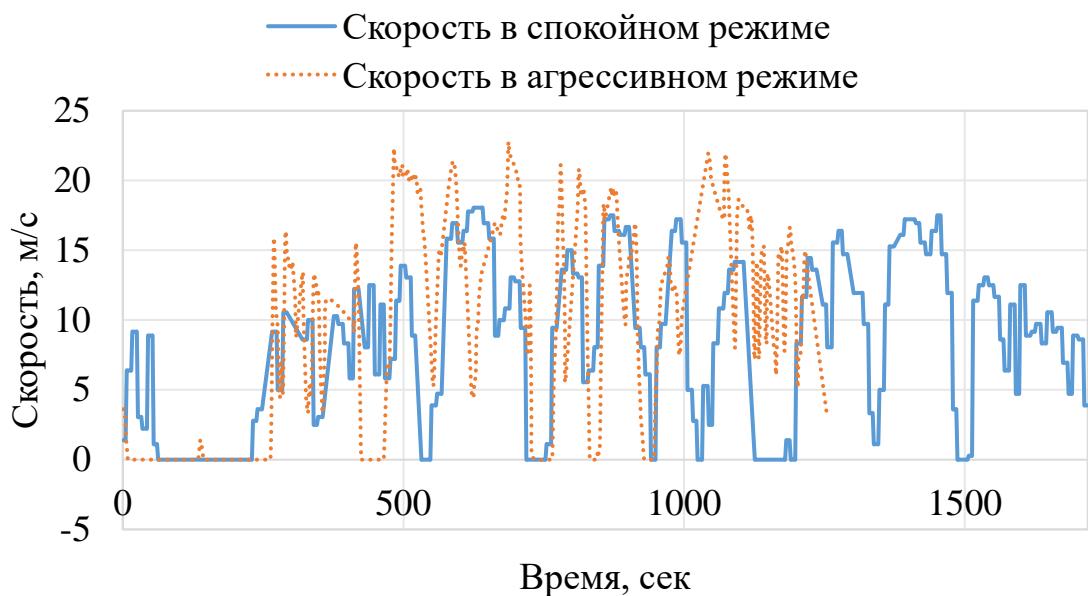


Рис. 2. Графики скорости

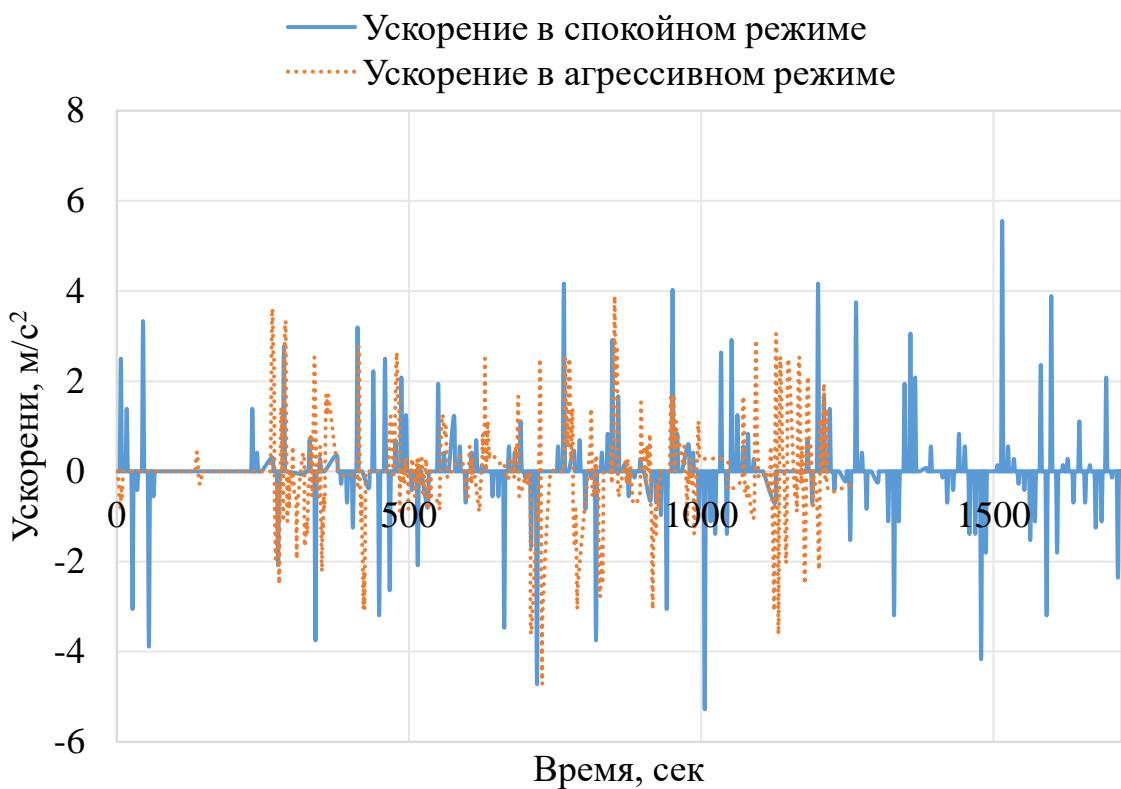


Рис. 3. Графики ускорений

В ходе проведенных экспериментальных заездов было выявлено различие в расходе топлива при использовании двух различных стилей вождения. На рисунке 4 приведены значения расхода топлива в спокойном и агрессивном стиле соответственно.

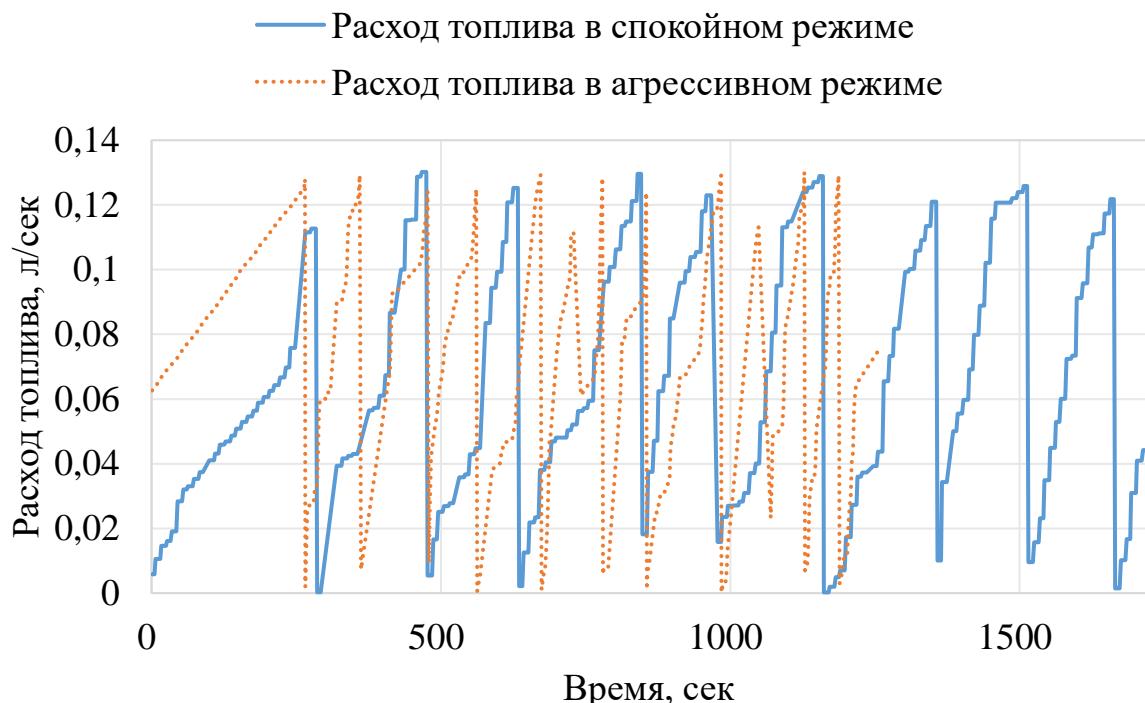


Рис. 4. Расход топлива

При анализе данных экспериментальных заездов установлено, что время в пути при спокойном стиле вождения составило 26 минут и 42 секунды. Расход топлива при этом составил 3,2 литра в час. Время в пути при агрессивном стиле вождения составило 21 минуту и 54 секунды. Расход топлива составил 4,3 литра топлива в час.

В таблице 2 приведены общие значения, полученные по итогам каждого из заездов.

Таблица 2. Данные по итогам заездов

Стиль вождения	Спокойный	Агрессивный
Средняя скорость, км/ч	29,7	33,35
Количество топлива, л	1,16	1,57
Снижение расхода топлива, %	26 %	
Часовой расход, л/час	3,2	5,0
Средний расход, л/100 км	13,54	14,18
Время в пути, мин	26:42	21:54

Полученные результаты подтверждают выводы, сделанные в работе [1], о том, что мастерство водителя, а соответственно, и стиль вождения, влияет на расход топлива примерно на 25%.

Математическая модель движения легкового автомобиля

При построении математической модели рассматривалось прямолинейное движение автомобиля и не учитывались потери на работу электроприборов (генератор, кондиционер, мультимедиа и т.д.). Также в модели не учитывалась скорость ветра.

В таблице 3 исходные данные для модели, а на рисунке 5 приведена внешняя скоростная характеристика двигателя, установленного на транспортном средстве и его удельный расход топлива.

Таблица 3. Технические параметры выбранного ТС

Масса автомобиля с учетом пассажира и водителя, кг	2130
Тип системы питания двигателя (тип)	Распределенный впрыск топлива с электронным управлением
Топливо	Бензин, АИ-95
Плотность топлива, кг/м ³	750
Момент инерции маховика, кг/м ² ·рад	0,695
Коэффициенты, полученные в результате статистической обработки экспериментальных зависимостей	$a_N = 0,05$ $b_N = 0,75$ $c_N = 0,2$
Передаточные числа коробки переключения передач:	
I 3,68 II 2,68 III 1,67 IV 1,02 V 0,83 VI 0,80 VII 0,64	
Передаточное отношение главной передачи	4,733
КПД трансмиссии	0,9
Радиус колеса, м	0,276
Масса колеса, кг	13
Коэффициент сопротивления качению при малых скоростях	0,015
Коэффициент сцепления с дорожной поверхностью	0,7
Частота вращения на холостом ходу, об/мин	600
Высота центра масс, м	0,787
Площадь фронтальной поверхности, м ²	2,5
Плотность воздуха, кг/м ³	1,225
Коэффициент обтекаемости	0,55

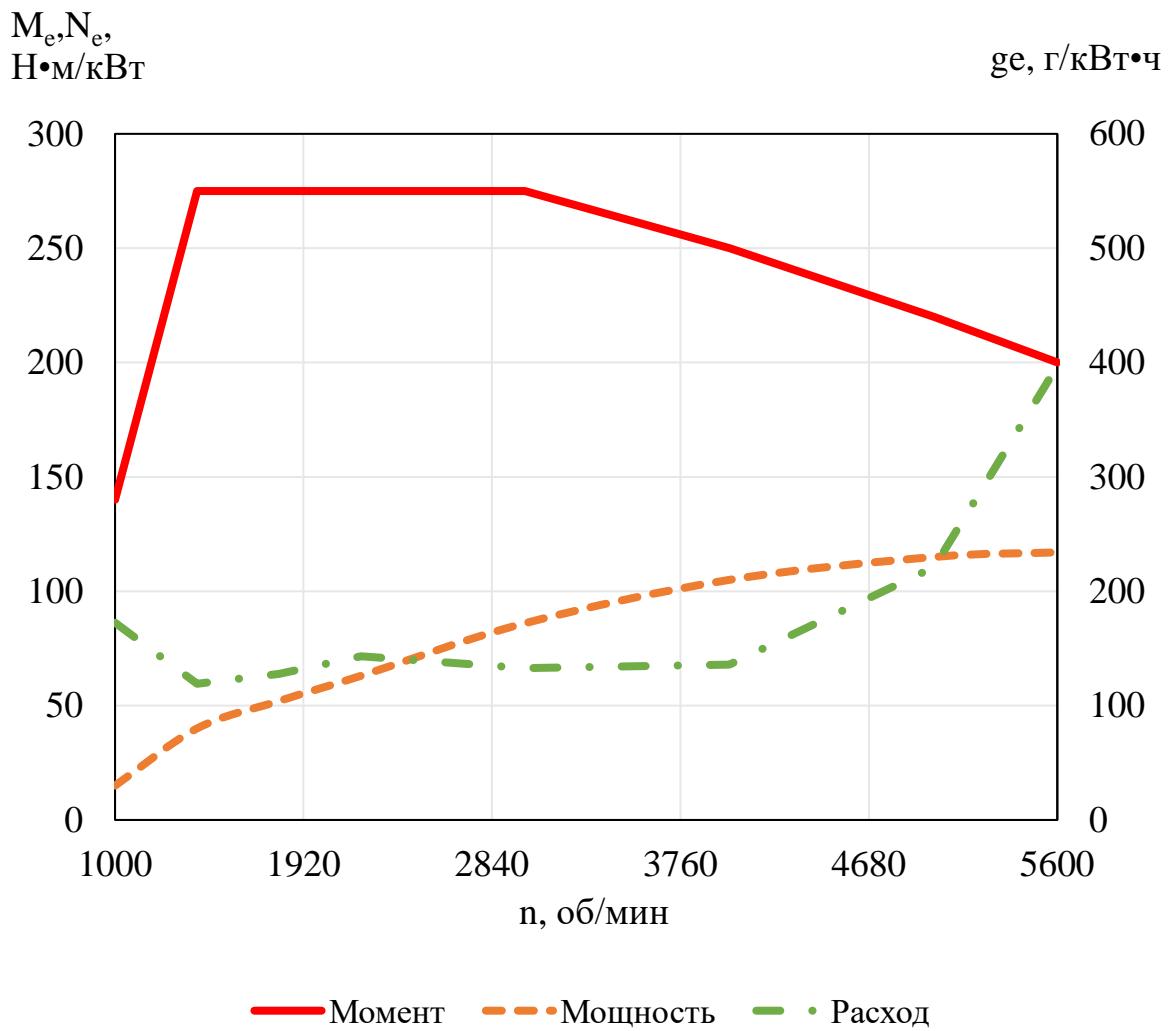


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика и удельный расход топлива

Математическая модель

Для оценки топливной экономичности каждого из экспериментальных заездов построим математическую модель. За основу модели взято уравнение движения транспортного средства (1).

$$F_d = \pm F_{\text{ин}} + F_w + F_f + ma \delta, \quad (1)$$

где $F_{\text{ин}}$ — сила инерции, F_w — сила сопротивления воздуха, F_f — сила сопротивления качению, $ma \delta$ — сила сопротивления разгону, δ — коэффициент учета врачающихся масс.

Силу инерции, действующую на автомобиль, находим по уравнению (2).

$$F_{\text{ин}} = \pm mg \sin \alpha, \quad (2)$$

где m — масса транспортного средства, α — угол подъема или спуска. Знак выбирается в соответствии с тем, едет автомобиль на подъем или на спуск.

Силу сопротивления воздуха находим по уравнению (3).

$$F_w = C_x S_{\text{фронт}} \rho \frac{v^2}{2}, \quad (3)$$

где C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления,
 $S_{\text{фронт}}$ – площадь фронтальной поверхности автомобиля, v – скорость движения автомобиля.
Силу сопротивления качению колес найдем по формуле (4).

$$F_f = mg f, \quad (4)$$

где f - коэффициент сопротивления качению. Найдем его по формуле (5).

$$f = f_0 + k_f v^2, \quad (5)$$

где $f_0 = 1,225$ – коэффициент сопротивления качению при движении на малых скоростях.

Коэффициент учета вращающихся масс найдем по формуле (6).

$$\delta = 1 + \frac{J_M \eta u_{\text{тр}}^2 + \sum J_k}{m_k r_k^2}, \quad (6)$$

где J_M – момент инерции маховика двигателя,

η – КПД трансмиссии,

$\sum J_k$ – момент инерции всех колес автомобиля, который находится по формуле (7).

$$\sum J_k = \frac{m_k r_k^2}{2}. \quad (7)$$

Часовой расход топлива при полной нагрузке двигателя будем оценивать по формуле (8).

$$g_t 100 = \frac{g_e v F_d}{1000 \eta}. \quad (8)$$

Часовой расход топлива при частичной нагрузке будем оценивать по формуле (9) [3].

$$g_t = g_t 100 (a_N I^2 + b_N I + c_N), \quad (9)$$

где I – степень используемой мощности двигателя,

a_N, b_N, c_N – коэффициенты, полученные в результате статистической обработки экспериментальных зависимостей.

Степень используемой мощности двигателя найдем по формуле (10).

$$I = \frac{P_d}{P_e^c} \quad (10)$$

где P_d – мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению, при заданной скорости, кВт,

P_e^c – стеновая эффективная мощность двигателя по внешней скоростной характеристике при угловой скорости (частоте вращения), соответствующей заданной скорости движения, кВт.

Мощность двигателя на преодоление сопротивлений движению находится по формуле (11).

$$P_d = \frac{P_f + P_w}{k_c \eta}, \quad (11)$$

где P_f и P_w – мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению и воздуха соответственно, кВт,

$k_c = 0,95 \dots 0,96$ – коэффициент корректировки характеристики двигателя при испытании по ГОСТ 14846-81.

Мощности, затрачиваемые на преодоление сопротивления качению и воздуха, будем вычислять по формулам (12) и (13).

$$P_f = F_f v, \quad (12)$$

$$P_w = \frac{F_w v}{1000}. \quad (13)$$

Реализация модели в Matlab Simulink

Полученная математическая модель была реализована в вычислительной среде программного комплекса Matlab Simulink. В качестве постоянных показателей модели были заданы вес и геометрические параметры исследуемого транспортного средства, радиус и масса колеса, внешняя скоростная характеристика (ВСХ) двигателя, передаточные числа коробки передач (КП) и главной передачи (ГП), удельный расход топлива. Также были заданы зависимости скорости по времени, номер включенной передачи и высоты над уровнем моря, записанные в ходе проведения экспериментальных поездок. Расчетные схемы структурных элементов модели в программном комплексе Simulink приведена на рисунках 6-11.

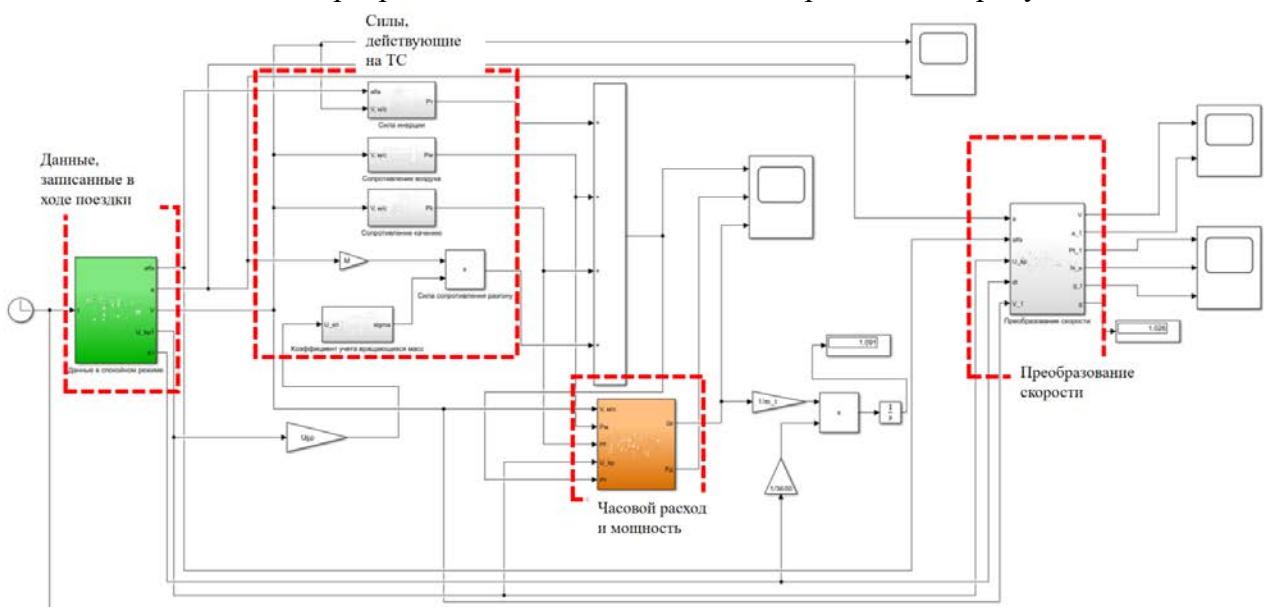


Рис. 6. Общая расчетная схема в Matlab Simulink

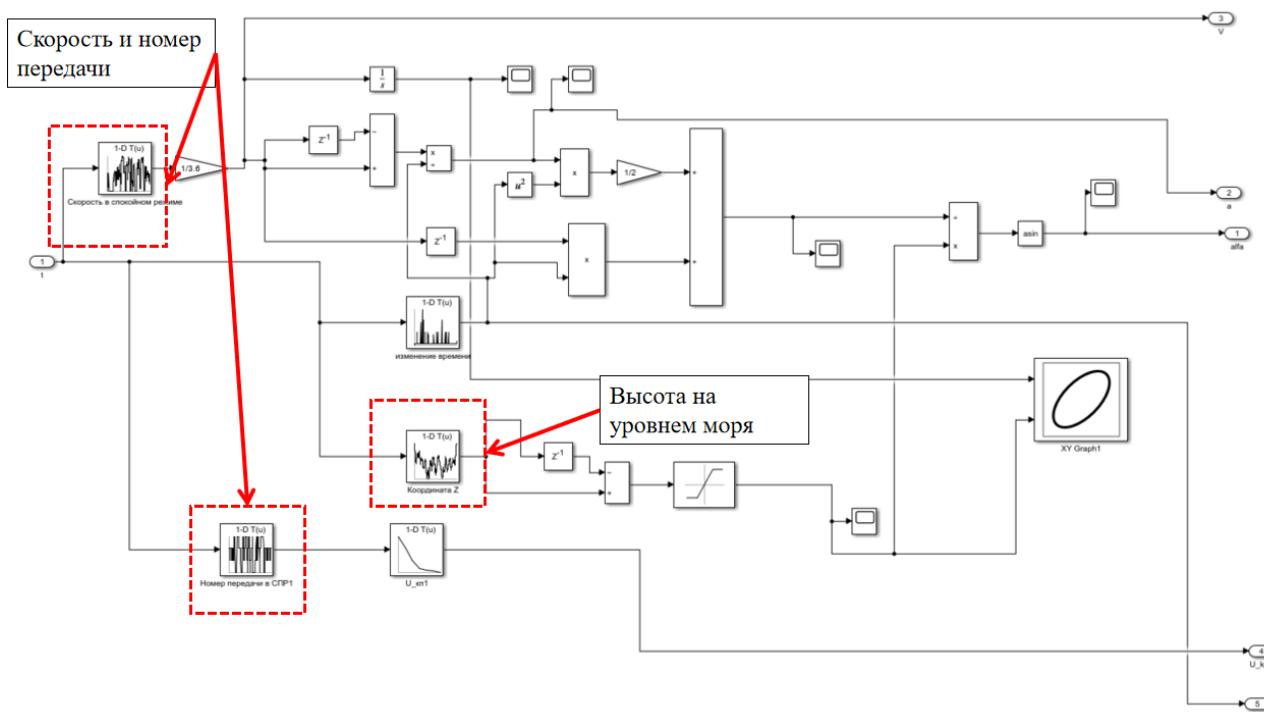


Рис. 7. Расчетная схема для обработки данных, полученных из заездов

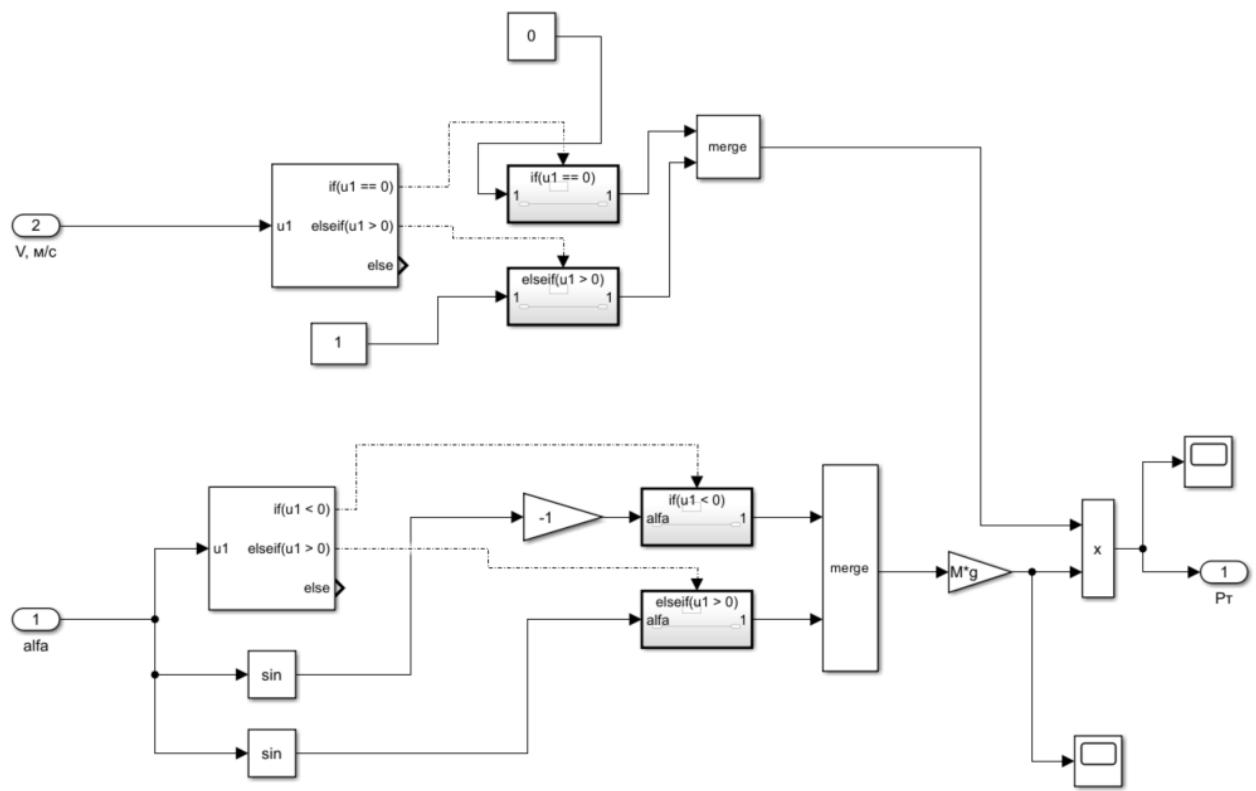


Рис. 8. Расчетная схема для силы инерции

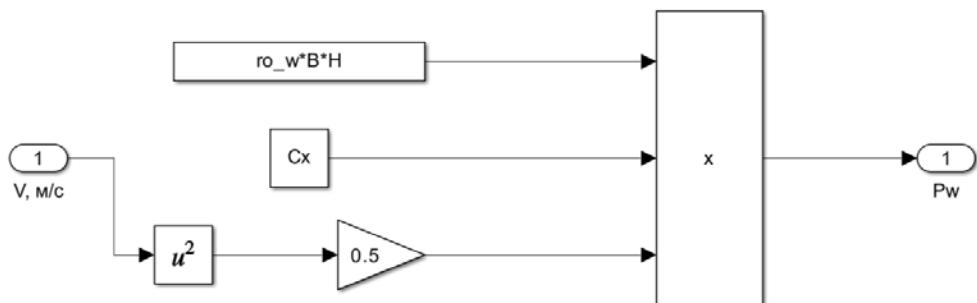


Рис. 9. Расчетная схема для силы сопротивления воздуха

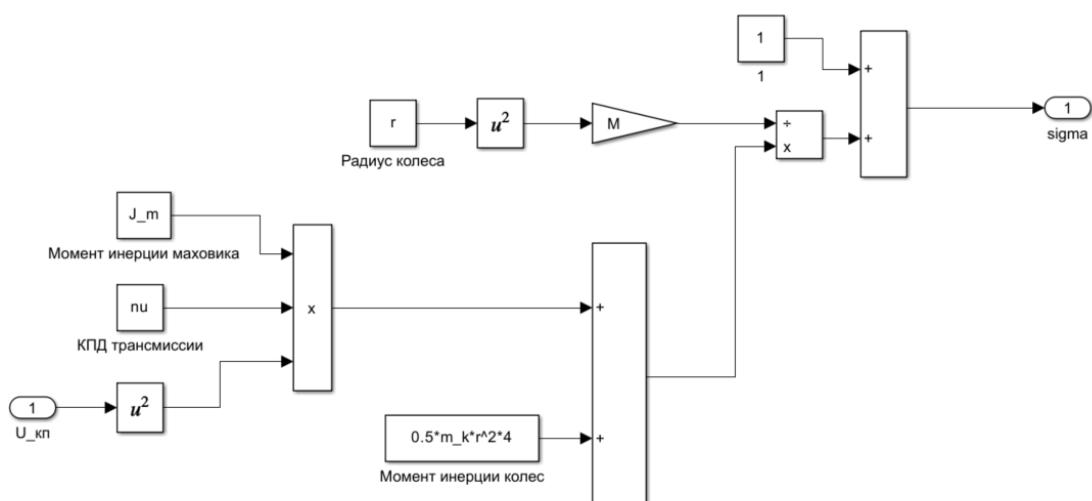


Рис. 10. Расчетная схема для силы сопротивления разгону

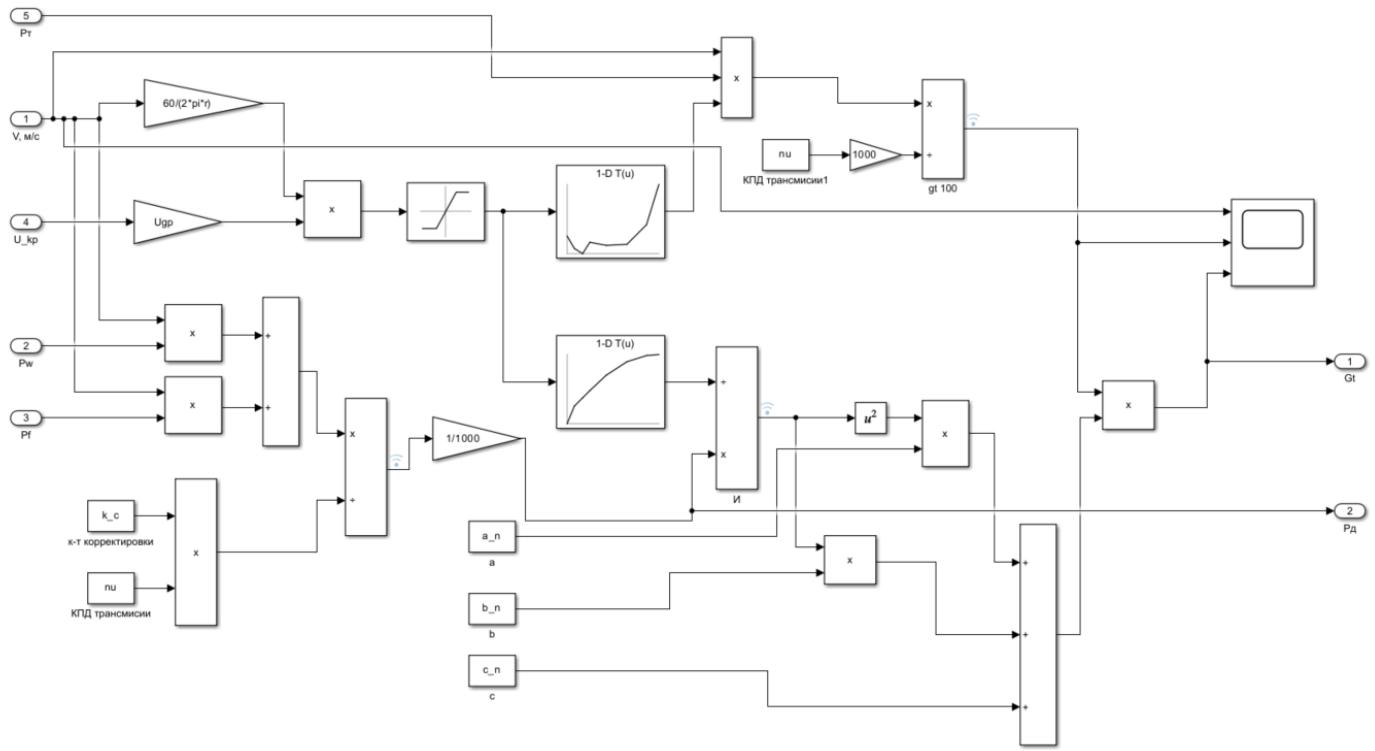


Рис. 11. Расчетная схема для часового расхода топлива

По итогам моделирования каждого из заездов были построены графики зависимостей тягового усилия, мощности и часового расхода топлива по времени. Графики приведены на рисунках 12-13.

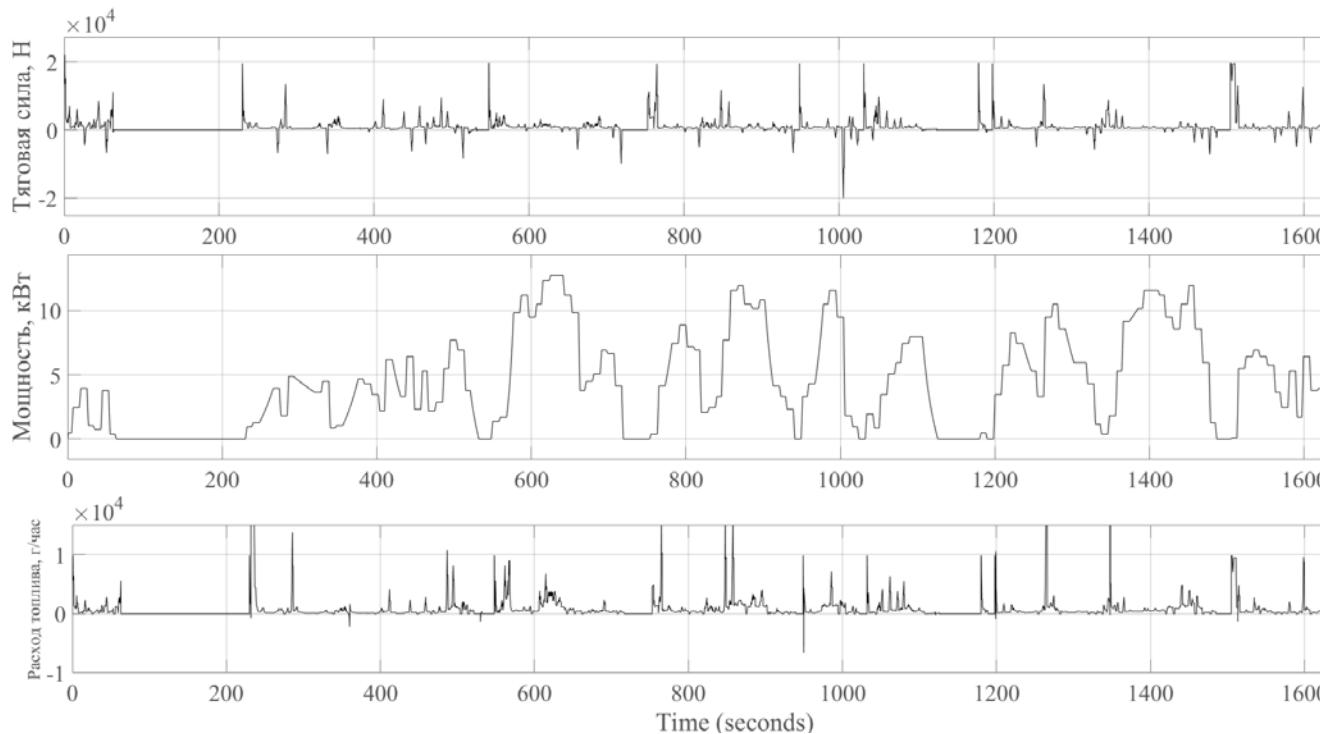


Рис. 12. Графики изменения тягового усилия, мощности и часового расхода топлива в спокойном режиме движения

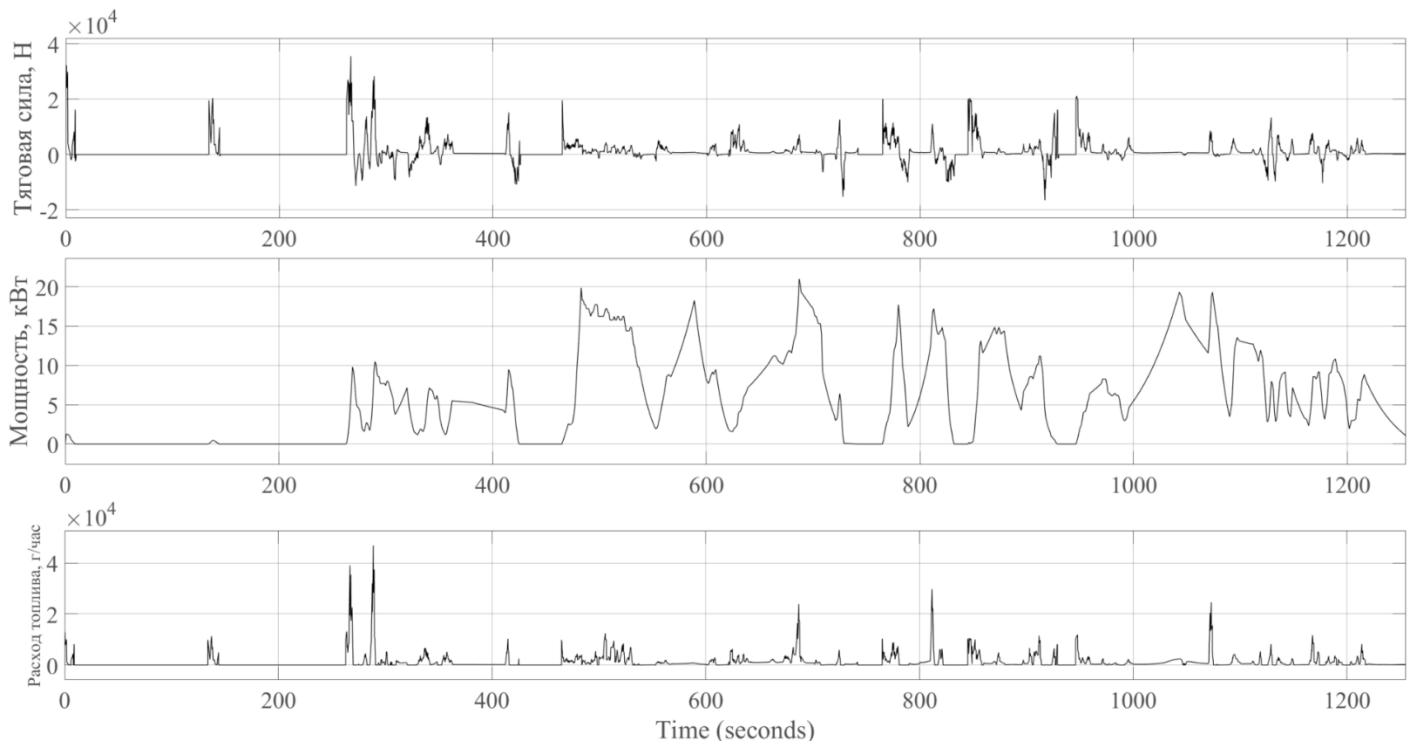


Рис. 13. Графики изменения тягового усилия, мощности и часового расхода топлива в агрессивном режиме движения

Метод повышения топливной экономичности

Одними из предлагаемых требований для повышения топливной экономичности было указано применение ускорений и замедлений, не превышающих $1-1,5 \text{ м/с}^2$. Зададим данное условие в модели и принудительно ограничим в заезде в спокойном стиле в соответствии с ограничением по ускорению. Модель с ограничением по ускорению приведена на рисунке 14.

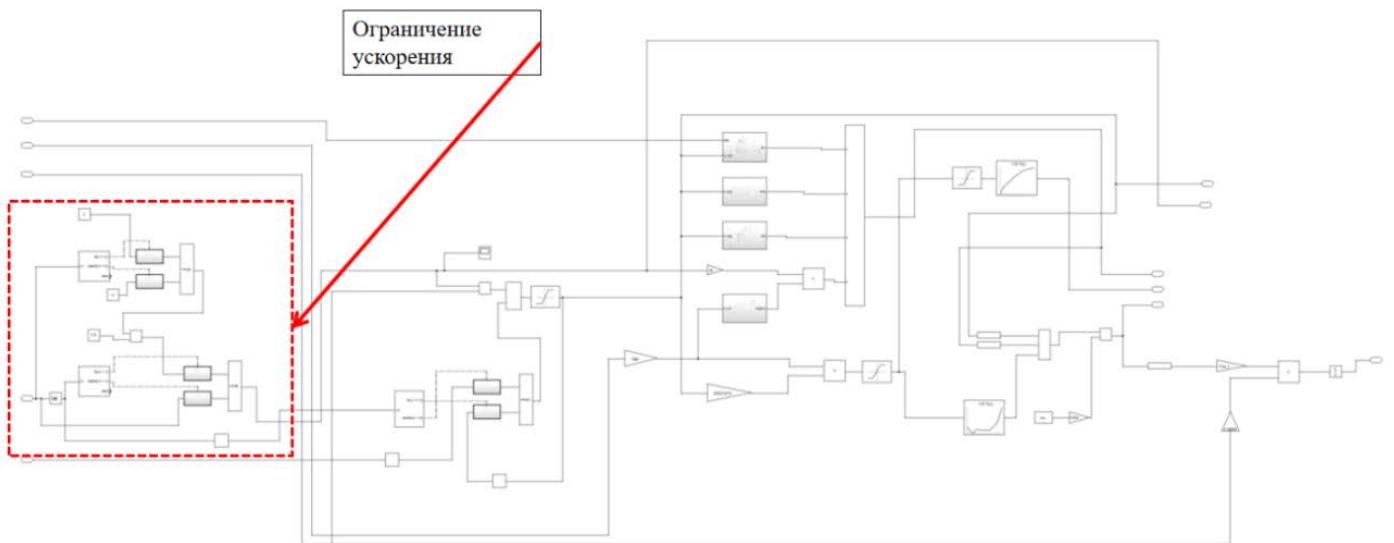


Рис. 14. Общая расчетная схема с ограничением ускорения

По итогам моделирования заезда в спокойном стиле вождения с ограничением по ускорению были получены зависимости скорости, ускорения, тягового усилия, мощности и часового расхода топлива по времени приведенные на рисунках 15-17.

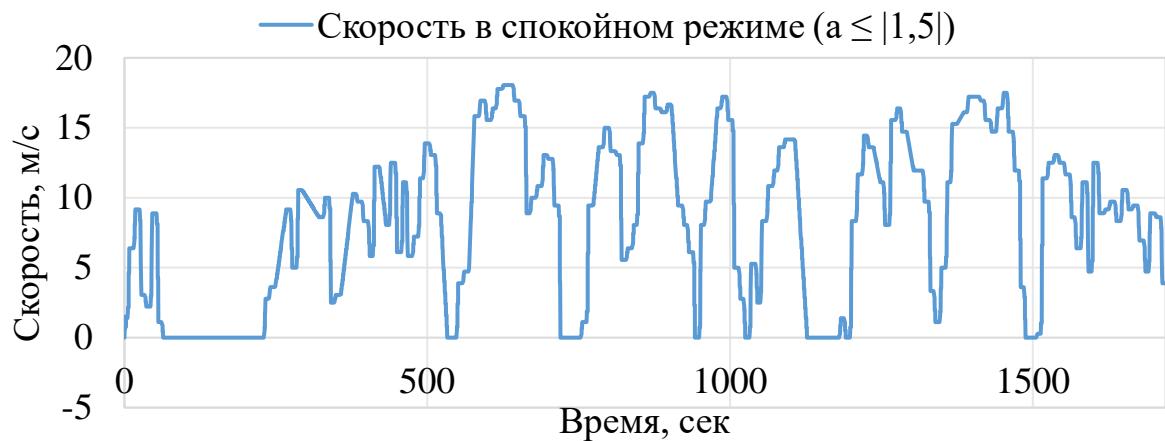


Рис. 15. Графики скорости при $a \leq |1,5|$

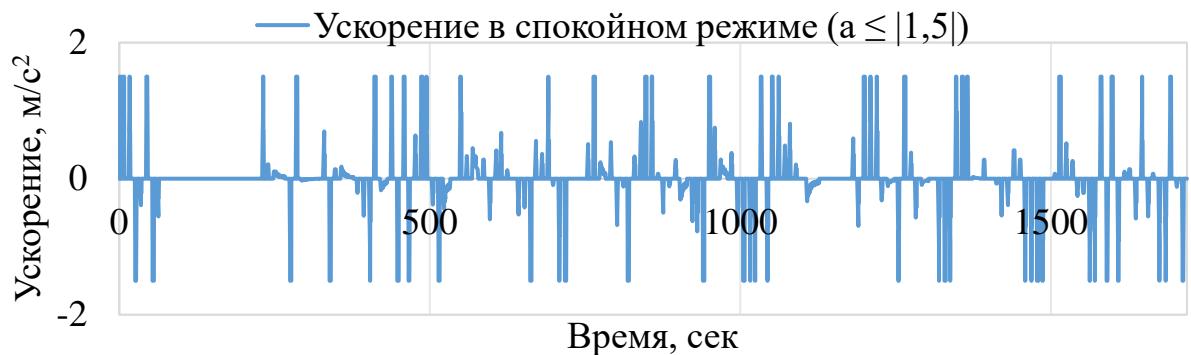


Рис. 16. Графики ускорений при $a \leq |1,5|$

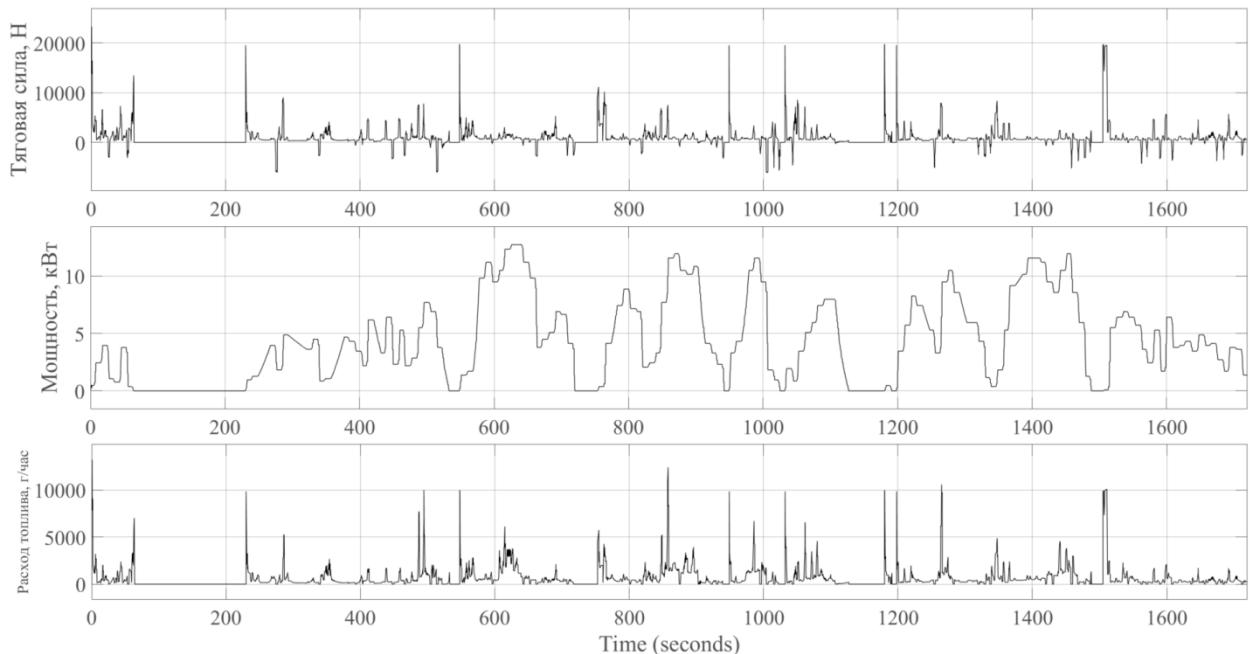


Рис. 17. Графики изменения тягового усилия, мощности и часового расхода топлива в спокойном режиме движения при $a \leq |1,5|$

По итогам моделирования была сформирована таблица 4 оценочных параметров в реальных и моделируемых заездах.

Таблица 4. Оценочные параметры в заездах

Параметр	Реальная эксплуатация		Мат. модель		Мат. модель с ограничением по ускорению
	I	II	I	II	
Средняя скорость, м/с	8,25	9,26	8,49	10	8,49
Среднее по модулю ускорение, м/с ²	0,24	0,61	0,23	0,52	0,21
Количество топлива, л	1,16	1,57	1,19	1,75	1,02
Снижение расхода топлива в сравнении с наиболее энергозатратным режимом, %	34%	11%	32%	-	42%

Таким образом, в ходе работы получены следующие результаты:

1) построена математическая модель прямолинейного движения автомобиля. Расход топлива в спокойном режиме составил 1,16 литра при реальной эксплуатации и 1,19 литра при моделировании (разница с экспериментальными данными: 3%). При реальной эксплуатации автомобиля в агрессивном режиме расход топлива составил 1,57 литра и 1,75 при моделировании (разница с экспериментальными данными: 11 %);

2) при ограничении ускорений и замедлений до 1,5 м/с² по модулю в сравнении с моделированием без ограничений удалось достигнуть снижения расхода топлива на 14 % в спокойном режиме;

3) определены наиболее и наименее энергозатратные режимы движения: смоделированное движение в агрессивном стиле и смоделированное движение с ограничением по ускорению в спокойном режиме соответственно. Разница в количестве затраченного топлива между данными режимами составила 42%.

Заключение

В ходе работы были проведены два экспериментальных заезда. Первый заезд – в спокойном режиме, второй – в агрессивном. Были получены значения расхода топлива и общее количество затраченного на маршрут топлива.

Для анализа, затраченного в ходе каждой из поездок количества топлива, была построена динамическая модель движения легкового автомобиля. Сравнительная оценка расчетных и экспериментальных показателей движения подтвердила адекватность модели. Хорошее совпадение с реальными значениями получено по расходу топлива.

Исследование показало, что за счет рационального выбора стиля вождения возможно снизить расход топлива на 26 %. В случае строгого соблюдения требования о поддержании ускорений и замедлений, не превышающих 1,5 м/с² возможно добиться дополнительного снижения расхода ещё на 16 %.

В дополнение отметим, что психология водителя играет ключевую роль в формировании его поведения на дороге и, соответственно, в потреблении топлива автомобилем. Водители, предпочитающие спокойный стиль вождения, более терпеливы и склонны к рациональному подходу в управлении транспортным средством. Они осознают, что небольшая потеря времени незначительна по сравнению с экономией топлива. Такие водители стремятся к

плавному и предсказуемому движению, что позволяет минимизировать резкие изменения нагрузки на двигатель и, соответственно, снижает расход топлива.

С другой стороны, водители, предпочитающие агрессивный стиль вождения, часто испытывают чувство спешки и стремятся сократить время в пути любой ценой. Они склонны к резким маневрам, частым обгонам и ускорениям, что приводит к значительному увеличению расхода топлива. Психологически такие водители могут не осознавать или игнорировать долгосрочные последствия своего поведения, включая повышенные эксплуатационные расходы и негативное воздействие на окружающую среду.

Благодарности

Авторы выражают благодарность Шипилову Михаилу за предоставленную возможность использования его автомобиля для сбора данных при реальной эксплуатации, а также за участие в роли водителя во всех проведенных заездах.

Список литературы

1. Тарасик В.П., Пузанова О.В. Влияние режима движения автомобиля на его топливную экономичность // Вестник Белорусско-Российского университета. 2020. С. 76 – 85.
 2. Чечулин А.И., Сафонов А. Б. Анализ топливной экономичности для различных ездовых циклов легкового автомобиля // Научно-исследовательская работа студента магистратуры. 2024. 23 с
 3. Кравец В. Н. Теория автомобиля // Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева. – 2-е изд., переработ. 2013. 413 с.
-

АВТОРЫ

Чечулин Алексей Ильич, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра СМ10 "Колесные машины", студент, chilaleksey@gmail.com

Шаболин Михаил Леонидович, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра СМ10 "Колесные машины", старший преподаватель, shabolin@bmstu.ru

Сафонов Борис Андреевич, МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра СМ10 "Колесные машины", доцент, к.т.н., borissaf@mail.ru

Machines & Plants Design & Exploiting

Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>

Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 44 – 60

DOI:

Received: 25.09.2025
Accepted for publication: 01.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

Investigation of the fuel efficiency of a passenger car in various driving styles in urban traffic conditions

Alexey I. Chechulin,
Mikhail L. Shabolin *,
Boris A. Safonov

*shabolin@bmstu.ru

Bauman Moscow State Technical University
(Moscow, Russia)

The article presents the results of a comparative study of fuel consumption during the actual operation of a car on an urban route when driving in a calm and aggressive driving style. The developed mathematical model of the rectilinear motion of the car and the simulation results based on data collected during real operation are presented. The developed model is equipped with an acceleration and deceleration limiter so that the final accelerations do not exceed modulo 1.5 m/s². A comparison of fuel consumption in the actual operation of the car, in modeling based on the collected data and in modeling with acceleration limitation is carried out.

Keywords: fuel efficiency, passenger car, driving style, urban driving mode, fuel consumption, telematics.

Thanks

The authors would like to thank Mikhail Shipilov for the opportunity to use his car to collect data in real operation, as well as for participating as a driver in all the races.

References

1. Tarasik V.P., Puzanova O.V. The influence of the vehicle's driving mode on its fuel efficiency // Bulletin of the Belarusian-Russian University. 2020. pp. 76-85.
2. Chechulin A.I., Safonov A. B. Analysis of fuel efficiency for various driving cycles of a passenger car // Research work of a graduate student. 2024. 23 s
3. Kravets V. N. Theory of the car // Nizhny Novgorod State Technical University named after R.E. Alekseev. – 2nd ed., revised. 2013. 413 p.

AUTHORS

Alexey I. Chechulin, Bauman Moscow State Technical University, Department of CM10 "Wheeled vehicles", student, chilaleksey@gmail.com

Mikhail L. Shabolin, Bauman Moscow State Technical University, Department of CM10 "Wheeled Vehicles", Senior lecturer, shabolin@bmstu.ru

Boris A. Safonov, Bauman Moscow State Technical University, Department of CM10 "Wheeled Vehicles", Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, borissaf@mail.ru

Машины и Установки

проектирование, разработка и эксплуатация

Сетевое издание
МОО "Стратегия объединения"
<http://maplants-journal.ru>

Ссылка на статью:
//Машины и установки: проектирование,
разработка и эксплуатация.
Электрон. журн. 2025. № 3. С. 61 – 69

DOI:

Представлена в редакцию: 26.09.2025

Принята к публикации: 09.10.2025

© МОО «Стратегия объединения»

УДК 378

Результаты конкурса выпускных квалификационных работ специалистов по направлению 23.05.01 в 2025 году

**Иванов С. Д.,
Медведева Ю. Н.***

***uly8686@mail.ru
МГТУ им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)**

Кафедра «Подъемно-транспортные системы» в 2025 году продолжает укреплять свои позиции в подготовке высококлассных специалистов. Этот год стал важным этапом для подведения итогов и демонстрации достижений в образовательной и научной деятельности. Сохраняя верность традициям, кафедра успешно интегрирует современные подходы, создавая уникальную среду для обучения и профессионального роста.

Ключевые слова: кафедра РК4 «Подъемно-транспортные системы», МГТУ им. Н.Э. Баумана, промышленная безопасность.

Кафедра «Подъемно-транспортные системы» продолжает оставаться лидером в подготовке квалифицированных специалистов для отрасли. За годы своей работы она заслужила репутацию одного из ведущих образовательных центров, предоставляющего студентам глубокие теоретические знания и практические умения, необходимые для успешной карьеры [1-3].

Сохраняя верность традициям, заложенным основателями, кафедра активно внедряет инновационные методы обучения [4-7]. Под руководством опытных преподавателей, многие из которых посвятили десятилетия профессиональной и педагогической деятельности, студенты получают всестороннюю подготовку [8-10]. Эти наставники не только делятся знаниями, но и вдохновляют новое поколение на достижение высоких результатов [11-13].

Больше века кафедра «Подъемно-транспортные системы» обучает будущих инженеров. Очередной выпуск кафедры ознаменовался значительными достижениями, подчеркивающими высокий уровень подготовки студентов. Один из выпускников был удостоен красного диплома, что свидетельствует о выдающихся академических результатах и целеустремленности. На защите выпускных квалификационных работ пять дипломных проектов получили оценку «отлично», что подтверждает глубокие знания, профессионализм

и стремление студентов к совершенству в своей профессиональной подготовке. Ниже представлены темы и описание этих работ.

Рукавица И.К. (руководитель Гнездилов С.Г.) — Комплексная механизация работ по перегрузке тяжеловесных грузов с конструкторской разработкой грузоподъемной гидравлической стойки. В рамках дипломного проекта разработана грузоподъемная гидравлическая стойка с учетом требований импортозамещения, при этом особое внимание уделено механизму передвижения стойки, который был творчески проработан. Техническое решение обосновано анализом зарубежных аналогов, представленным в работе.

Головнов А.М. (руководитель Шарифуллин И.А.) — Автоматизация перемещения паллет размерами 1200×800 мм и массой 1000 кг с разработкой автоматической секции с поворотной роликовой платформой. Спроектированы ключевые узлы автоматической системы, включая вертикальную стойку, поворотную роликовую платформу и механизм подъема, при этом автор продемонстрировал творческий подход к решению сложных технических задач.

Кривов П.М. (руководитель Серов И.Н.) — Комплексная механизация технологического процесса транспортировки двигателя МК-32 в пределах ремонтной базы и его установки на самолет Ту-160 с конструкторской разработкой монтажной тележки. Предложено решение для механизации транспортировки двигателя МК-32, упрощающее и ускоряющее процессы его монтажа и демонтажа на самолет Ту-160, а разработанная монтажная тележка повышает эффективность технологического процесса.

Фролов В.Д. (руководитель Гнездилов С.Г.) — Комплексная автоматизация внутрискладских транспортных операций с конструкторской разработкой мобильного складского робота грузоподъемностью 150 кг на основе мотор-колес. Представлен проект мобильного складского робота для перемещения стеллажей, включающий перспективный механизм передвижения на основе мотор-колес, обеспечивающий автоматизацию складских операций.

Виноградов М.А. (руководитель Ромашко А.М.) — Робототехнический комплекс для загрузки и паллетирования мешков с сыпучими материалами массой до 50 кг. Разработан робототехнический комплекс, созданный и испытанный на предприятии в течение двух лет, проект доработан и сопровождается научными публикациями по теме [14-16].

В 2025 году состоялся очередной, шестой по счету, конкурс выпускных квалификационных работ (ВКР) специалистов, который ежегодно проводится на кафедре для выявления лучших проектов и награждения выдающихся выпускников почетными дипломами. В этом году в конкурсе было представлено 16 работ, каждая из которых заслуживала особого внимания. В состав жюри конкурса вошли члены государственной аттестационной комиссии, включая преподавателей кафедры и представителей промышленных предприятий. Председателем комиссии выступил Козняков И.П., главный инженер-конструктор ООО «РусАтомЭкспертиза». Жюри оценивало дипломные проекты с точки зрения их практической значимости и соответствия современным требованиям. Победители конкурса были определены по итогам голосования: первое место занял Виноградов Максим Андреевич, второе место — Рукавица Илья Константинович, третье место — Фролов Вальдемар Дмитриевич (рис. 1, 2).



Рис. 1. Дипломы победителей кафедрального конкурса ВКР



a)



б)



в)

Рис. 2. Фото выпускников: а - Рукавица Илья Константинович (в центре справа), б - Фролов Вальдемар Дмитриевич (в центре справа), в – Виноградов Максим Андреевич (первый слева)

Конкурс ВКР, ежегодно проводимый на кафедре, служит отборочным этапом для всероссийского смотра-конкурса выпускных квалификационных работ по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» (специализация — подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование). На второй тур всероссийского конкурса, который состоится в ФГБОУ ВО им. В.Г. Шухова в г. Белгород, была отправлена выпускная квалификационная работа Виноградова М.А.

В выпускной квалификационной работе Виноградова М.А. представлен проект робототехнического комплекса для загрузки и паллетирования мешков с сыпучими материалами массой до 50 кг, разработанный по заказу ООО «Технологическая Компания Шлюмберже». Автор лично участвовал в создании конструкторской документации, руководстве производством, испытаниях и доработках, а также провел поиск поставщиков комплектующих в России и дружественных странах, что позволило оптимизировать компоновку и минимизировать площадь комплекса. Основанием для проекта послужила необходимость импортозамещения оборудования для производства строительных материалов, и Виноградову М.А. удалось подобрать доступные компоненты, обеспечив работоспособность комплекса на мировом уровне. Среди преимуществ работы — экономическая эффективность с обоснованными расчетами себестоимости, комплексный подход к проектированию, включая анализ кинематики, пневматику и эксплуатацию, а также использование программного обеспечения SolidWorks, MATLAB и SMC PneuDraw для моделирования и расчетов. Проект актуален, выполнен на высоком технологическом уровне, несмотря на краткие описания некоторых модулей и отсутствие деталей по электрической и программной частям системы управления.

Фото спроектированного и изготовленного комплекса, прошедшего испытания представлены ниже (рис 3, 4).

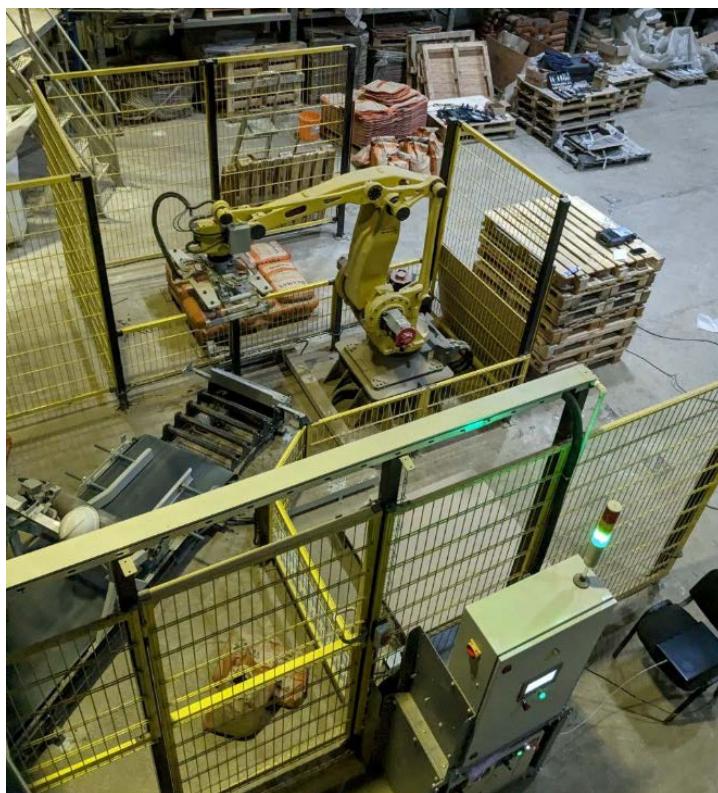


Рис 3. Робот в начальной позиции

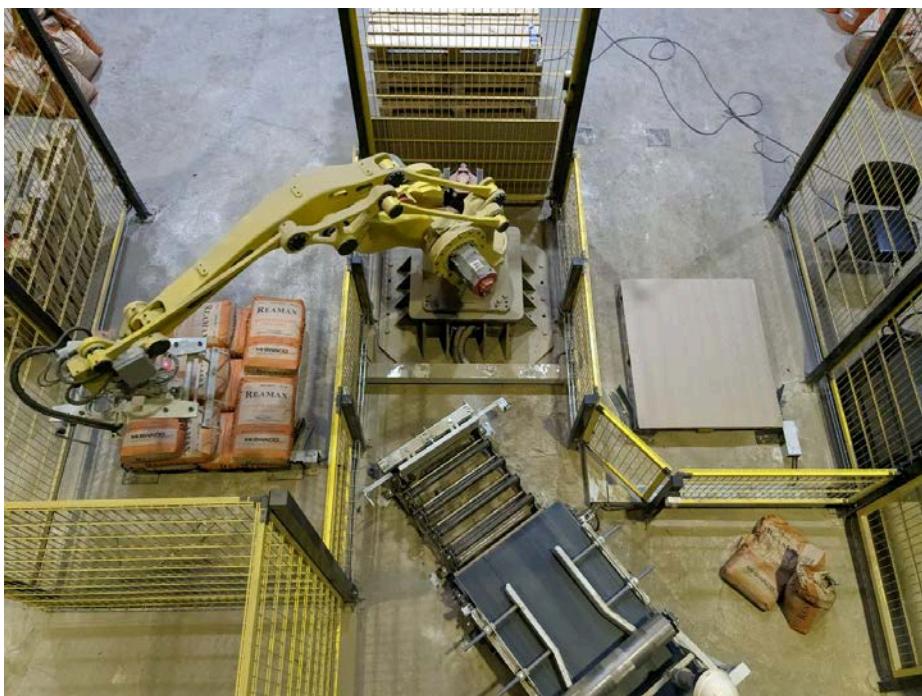


Рис 4. Робот над палетой

Некоторые из перечисленных выпускников активно вовлекались в научную работу кафедры и в последние годы выступали на ежегодной Московской международной межвузовской научно-технической конференции для студентов, аспирантов и молодых специалистов под названием «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы».

Основная цель высшего образования — формирование квалифицированных, ответственных и современных кадров. Развитие таких компетенций у обучающихся достижимо лишь благодаря высокому уровню мастерства преподавателей, их пониманию значимости своей роли и передаче студентам похожего подхода к предстоящей карьере. Перед кафедрой стоит важная цель — поддерживать устойчивое и последовательное развитие команды в ближайшие годы, чтобы она генерировала свежие идеи и делилась ими с новыми поколениями студентов.

Список литературы

1. Вершинский, А. В. Итоги инженерных конкурсов 2021 года / А. В. Вершинский // Подъемно-транспортное дело. – 2022. – № 1-3(105). – С. 21-23. – EDN НТКМКТ.
2. Вершинский, А. В. Лауреаты конкурса "инженер года - 2020" в области подъемно-транспортной техники / А. В. Вершинский, А. В. Авиев, Н. И. Ивашков // Подъемно-транспортное дело. – 2021. – № 1-3(103). – С. 20-22. – EDN CGQOYA.
3. Иванов С. Д., Медведева Ю.Н. Результаты конкурса выпускных квалификационных работ специалистов по направлению 23.05.01 в 2024 году. Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2025;(1):20-30.
4. Медведева, Ю. Н. Цифровые инструменты управления ресурсами в инновационной деятельности при подготовке магистров на кафедре "Подъемно-транспортные системы" / Ю. Н. Медведева, А. Н. Назаров // Развитие'24: Российский PLM-

комплекс для подготовки кадров: Тезисы докладов Всероссийского форума (с международным участием), Москва, 04 декабря 2024 года. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2024. – С. 128-130. – EDN CTEFHX.

5. Иванова Н. Ю. Цифровые инструменты в методике подготовки магистров по специальности "Инжиниринг и интраналогистика" на кафедре "Подъемно-транспортные системы" / Н. Ю. Иванова, Ю. Н. Медведева // Развитие'23: Российский PLM-комплекс для подготовки кадров : Тезисы докладов Всероссийского форума (с международным участием), Москва, 06 декабря 2023 года. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023. – С. 58-61. – EDN TLQITG.

6. Иванов С. Д. Сквозное проектирование с применением цифровых инструментов на кафедре "Подъемно-транспортные системы" / С. Д. Иванов, А. Н. Назаров // Развитие'23: Российский PLM-комплекс для подготовки кадров : Тезисы докладов Всероссийского форума (с международным участием), Москва, 06 декабря 2023 года. – Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2023. – С. 62-64. – EDN PQCOOV.

7. Иванов С. Д. Системы управления жизненным циклом изделия в обучении студентов старших курсов на кафедре "Подъемно-транспортные системы" / С. Д. Иванов, М. Ю. Йылмаз // Развитие'24: Российский PLM-комплекс для подготовки кадров : Тезисы докладов Всероссийского форума (с международным участием), Москва, 04 декабря 2024 года. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), 2024. – С. 74-77. – EDN CNUWNA.

8. Иванов С.Д. Развитие направления «промышленная безопасность подъемных сооружений» на кафедре РК4 «Подъемно-транспортные системы». Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2024;(4):11-24.

9. Иванова Н. Ю. Технико-экономические показатели эффективности подъемно-транспортных работ / Н. Ю. Иванова, С. Д. Иванов // Механизация строительства. – 2016. – Т. 77, № 6. – С. 15-21. – EDN VZYBYJ.

10. Назаров А. Н. Исследования и разработки кафедры РК4 «Подъемно-транспортные системы» для создания современных приборов безопасности грузоподъемной техники / А. Н. Назаров // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2024. – № 4. – С. 34-40. – EDN LIQKE.

11. Вершинский А. В. Отраслевой конкурс "Инженер года в области механизации и автоматизации подъемно-транспортных работ" / А. В. Вершинский, Н. И. Ивашков // Подъемно-транспортное дело. – 2019. – № 1-2(96). – С. 25-27. – EDN CUPUKZ.

12. Вершинский А. В. Специалисты подъемно-транспортного машиностроения - лауреаты Всероссийского конкурса "инженер года - 2019" / А. В. Вершинский, Н. И. Ивашков, Е. Н. Сафонова // Подъемно-транспортное дело. – 2020. – № 1-2(100). – С. 28-30. – EDN WVZVRD.

13. Вершинский А. В. Преемственность традиций и высокий уровень подготовки специалистов в области подъемно-транспортной техники / А. В. Вершинский, Б. Н. Абрамов // Подъемно-транспортное дело. – 2014. – № 3-4(77). – С. 4-7. – EDN SXJPER.

14. Виноградов М. А. Классификация кинематических схем промышленных роботов-пalletайзеров // Студенческий вестник. №21 (307), часть 11, 2024. С. 56-59

15. Виноградов М. А. Разработка робототехнического комплекса загрузки и паллетирования мешков с сыпучими материалами (до 50 кг) // Сборник материалов 29-ой Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные,

путевые, мелиоративные машины и робототехнические комплексы», 23 апреля 2025 г,
Москва

16. Виноградов М. А., Ромашко А. М. Разработка робототехнического комплекса загрузки и паллетирования мешков с сыпучими материалами (до 50 кг). Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. 2025;(2):31 - 38.

АВТОРЫ

Иванов Сергей Дмитриевич, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, (105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5), кандидат технических наук, доцент, ptm-diagnostika@yandex.ru.

Медведева Юлия Николаевна, старший преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, 105005, Россия, uly8686@mail.ru.

Machines & Plants Design & Exploiting

*Electronic journal
International Public Organization
“Integration strategy”
<http://maplants-journal.ru>*

*Link to the article:
//Machines and Plants:Design and Exploiting.
2025. № 3. pp. 61 – 69.*

DOI:

Received: 26.09.2025

Accepted for publication: 09.10.2025

© International Public Organization “Integration strategy”

The results of the competition of final qualification works of specialists in the field of 23.05.11 in 2025

Sergey D. Ivanov,
Yulia N. Medvedeva *

*uly8686@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University,
Moscow, Russian Federation

In 2025, the Department of Lifting and Transport Systems continues to strengthen its position in training high-class specialists. This year has been an important milestone for summarizing and demonstrating achievements in educational and scientific activities. Remaining faithful to tradition, the department successfully integrates modern approaches, creating a unique environment for learning and professional growth.

Keywords: Department RK4 “Lifting and Transportation Systems”, Bauman Moscow State Technical University, industrial safety.

References

1. Vershinsky A. V. Results of engineering competitions in 2021 / A. V. Vershinsky // Lifting and Transport Business. – 2022. – No. 1-3(105). – Pp. 21-23. – EDN HTKMKT.
2. Vershinsky A. V. Winners of the “Engineer of the Year 2020” competition in the field of lifting and transport equipment / A. V. Vershinsky, A. V. Aviev, N. I. Ivashkov // Lifting and Transport Business. – 2021. – No. 1-3(103). – Pp. 20-22. – EDN CGQOYA.
3. Ivanov S.D., Medvedeva Yu.N. Results of the competition of final qualification works of specialists in the field of 23.05.01 in 2024. Machines and installations: design, development, and operation. 2025;(1):20-30.
4. Medvedeva Yu. N. Digital tools for resource management in innovative activities in the training of master's students at the Department of Lifting and Transport Systems / Yu. N. Medvedeva, A. N. Nazarov // Development'24: Russian PLM complex for personnel training: Abstracts of reports of the All-Russian Forum (with international participation), Moscow, December 4, 2024. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University (National Research University), 2024. – pp. 128-130. – EDN CTEFHX.
5. Ivanova N. Yu. Digital tools in the methodology of training masters in the specialty “Engineering and Intralogistics” at the Department of “Lifting and Transport Systems” / N. Yu. Ivanova, Yu. N. Medvedeva // Development'23: Russian PLM complex for personnel training: Abstracts of reports of the All-Russian forum (with international participation), Moscow, December 6, 2023. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publishing House, 2023. – pp. 58-61. – EDN TLQITG.
6. Ivanov S. D. End-to-end design using digital tools at the Department of Lifting and Transport Systems / S. D. Ivanov, A. N. Nazarov // Development'23: Russian PLM complex for

personnel training: Abstracts of reports from the All-Russian Forum (with international participation), Moscow, December 6, 2023. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University Publishing House, 2023. – pp. 62-64. – EDN PQCOOV.

7. Ivanov S. D. Product lifecycle management systems in the training of senior students at the Department of Lifting and Transport Systems / S. D. Ivanov, M. Yu. Yilmaz // Development'24: Russian PLM complex for personnel training : Abstracts of reports from the All-Russian Forum (with international participation), Moscow, December 4, 2024. – Moscow: Bauman Moscow State Technical University (National Research University), 2024. – pp. 74-77. – EDN CNUWNA.

8. Ivanov S.D. Development of the “industrial safety of lifting structures” direction at the RK4 “Lifting and transport systems” department. Machines and installations: design, development, and operation. 2024;(4):11-24.

9. Ivanova N. Yu. Technical and economic indicators of the efficiency of lifting and transport operations / N. Yu. Ivanova, S. D. Ivanov // Mechanization of Construction. – 2016. – Vol. 77, No. 6. – P. 15-21. – EDN VZYBYJ.

10. Nazarov A. N. Research and development of the RK4 Department of Lifting and Transport Systems for the creation of modern safety devices for lifting equipment / A. N. Nazarov // Machines and installations: design, development, and operation. – 2024. – No. 4. – P. 34-40. – EDN JIIQKE.

11. Vershinsky A. V. Industry competition “Engineer of the Year in the Field of Mechanization and Automation of Lifting and Transport Operations” / A. V. Vershinsky, N. I. Ivashkov // Lifting and Transport Business. – 2019. – No. 1-2(96). – P. 25-27. – EDN CUPUKZ.

12. Vershinsky A. V. Specialists in lifting and transport engineering – winners of the All-Russian competition “Engineer of the Year – 2019” / A. V. Vershinsky, N. I. Ivashkov, E. N. Safonova // Lifting and Transport Business. – 2020. – No. 1-2(100). – Pp. 28-30. – EDN WVZVRD.

13. Vershinsky A. V. Continuity of traditions and high level of training of specialists in the field of lifting and transport equipment / A. V. Vershinsky, B. N. Abramov // Lifting and Transport Business. – 2014. – No. 3-4(77). – Pp. 4–7. – EDN SXJPEP.

14. Vinogradov, M. A. Classification of kinematic schemes of industrial palletizing robots // Student Herald. No. 21 (307), part 11, 2024. Pp. 56–59

15. Vinogradov M.A. Development of a robotic complex for loading and palletizing bags with bulk materials (up to 50 kg) // Collection of materials from the 29th Moscow International Interuniversity Scientific and Technical Conference of Students, Postgraduates, and Young Scientists “Lifting and Transport, Construction, Road, Track, Land Reclamation Machines, and Robotic Complexes,” April 23, 2025, Moscow

16. Vinogradov M.A., Romashko A.M. Development of a robotic complex for loading and palletizing bags with bulk materials (up to 50 kg). Machines and installations: design, development, and operation. 2025;(2):31–38.

AUTHORS

Sergey D. Ivanov, Associate Professor of the Department of Lifting and Transport Systems at Bauman Moscow State Technical University, (105005, Moscow, 2nd Bauman str., 5), Candidate of Technical Sciences, ptm-diagnostika@yandex.ru.

Yulia N. Medvedeva, Senior Lecturer at the Department of Lifting and Transport Systems, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, 2nd Baumanskaya str., 5, building 1, 105005, Russia, e-mail: uly8686@mail.ru
